

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche
Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude
Présenté pour l'obtention du diplôme de
MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

Simulation CFD avec Comsol Multiphysics d'un
dissipateur thermique pour le refroidissement d'une
carte électronique de puissance

Devant le jury composé de :

MANSOURI.K

MENECEUR.R

MENECEUR.Nouredine

Président

Examineur

Encadreur

Présenté par :

- LALA Abdallah

- KAROUI Hocine

- MENNANA Ismail

2019-2020

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A celle qui a inséré le goût de la vie et le sens de la
responsabilité...merci MERE.

A celui qui a été toujours la source d'inspiration
et de couragemerci PERE.

Et à toute ma famille.

A toutes mes amis de près ou de loin.

Remerciement

En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU, notre
créateur

pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les
professeurs

qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire
en particulier notre encadreur

Dr: Nouredine MENECEUR

pour ses conseils et l'aide qu'il nous a apportés.

Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont contribué
de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

TABLE DE MATIERES

DEDICACE.....	i
REMERCIEMENTS.....	ii
TABLE DES MATIERES.....	iii
NOMENCLATURE.....	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	v
LISTE DES FIGURES.....	vi
INTRODUCTION GENERALE	1
Chapitre I : Généralités sur les dissipateurs de chaleur	3
I.1. Introduction	3
I.2. Principe de transfert de chaleur	3
I.3. La gestion thermique des composants électroniques de puissance	5
I.3.1. Transfert de chaleur par conduction	6
I.3.2. Transfert de chaleur par convection	7
I.3.2.1. Convection naturelle	8
I.3.2.2. La convection forcée	9
I.3.3. Rayonnement thermique	9
I.4. Dissipateur à ailettes	11
I.4.1. Les matériaux plus utilisé dans les ailettes	11
I.4.2. Différentes formes d'ailettes classiques existant	13
I.5. Etats de l'art	14
I.5.1. Optimisation de la forme du dissipateur thermique (DT)	14
I.5.2. Emplacement de l'arrangement d'entrée et de sortie du dissipateur de chaleur	14
I.5.3. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes plates (DTAP)	15
I.5.4. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes plaque (DTAP)	15
I.5.5. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes (DTA)	16
I.5.6. Optimisation de la forme du monocanal	16
I.5.7. Optimisation des dissipateurs de chaleur en faisant varier la taille	17

Chapitre II : Les techniques de refroidissement des cartes électronique 19

II.1. Les principales techniques de refroidissement utilisées en électronique de puissance	19
II.1.1. Refroidissement à air	19
II.1.2. Caloducs	20
II.1.2.1. Refroidissement par liquide caloporteur	21
II.1.2.2. Refroidissement par convection dans des canaux	22
II.1.3. Refroidissement par jets et spray	23
II.1.3.1. Refroidissement par jets	23
II.1.3.1. Refroidissement par spray	24
II.2. Le refroidissement par métal liquide	25
II.2.1. Propriétés physiques du gallium	25
II.2.2. Exemples de systèmes de refroidissement pour une carte électronique	28
II.2.3. Le système Nanocoolers	28
II.2.4. Le système Danamics	29

Chapitre III : Simulation numérique d'un dissipateur de chaleur à ailette par

Comsol Multiphysics 31

III.1. Introduction	31
III.2. Transfert de chaleur à travers une ailette (en régime stationnaire)	31
III.2.1. Définition	31
III.2.2. Champ de température dans une ailette de section constante	32
III.2.2.1. L'équation de la barre	32
III.2.2.2. Conservation du flux thermiques	34
III.2.2.3. Conditions aux limites	35
III.2.2.4. Efficacité d'une ailette	36
III.2.2.5. Rendement d'une surface ailettes	37
III.3 Présentation du logiciel de simulation Comsol-Multiphysics	38
III.3.1 Définition	38
III.3.2 Avantages de conception avec Comsol-Multiphysics	38

III.3.3 L'interface utilisateur de Comsol-Multiphysics	38
III.3.4. Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics	40
III.4. Présentation du modèle	40
III.4.1 Description du problème	40
III.4.2. Géométrie	41
III.4.3. Hypothèses simplificatrices	42
III.4.4. Formulation mathématique	43
III.4.5. Condition aux limites	44
III.4.6. Maillage	45
III.5. Matériaux utilisée et leurs caractéristiques	46
III.5.1. Caractéristique de l'aluminium 3003-H18	46
III.5.2. Caractéristique pour silice glass	46
III.5.3. Caractéristique pour l'air	47
III.6. Conclusion	47
Chapitre IV : Etude expérimental	48
IV.1. Introduction	48
IV.2. L'objectif	48
IV.3. Dispositif expérimental	49
IV.4. Les résultats	50
IV. 5 Conclusion	51
Chapitre V : Analyse et discussions des résultats	52
V.1. Introduction	52
V.2. Résultats et discussion	52
V.2.1. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de l'ailette	52
V.2.2. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de milieu de canal	55
V.2.3. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de dissipateur	56
V.2.4. Profil de distribution de la température à travers le canal pour différentes vitesses d'écoulement d'air	61

V.3. Comparaison des résultats de simulation numérique par ceux issus de l'expérimentale	64
V.4. Conclusion	66

NOMENCLATURE

Symbole	Description	Unité
C_p	Chaleur massique à pression constante	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
g	Accélération de pesanteur	$m.s^{-2}$
A	Aire	m^2
H	Hauteur globale du l'ailettes	m
L	Longueur globale du l'ailettes	m
e	Epaisseur de l'ailette	m
x	Coordonnée cartésienne selon l'axe ox	m
y	Coordonnée cartésienne selon l'axe oy	m
z	Coordonnée cartésienne selon l'axe o	m
Δ_x	Pas en espace suivant l'axe ox	m
Δ_y	Pas en espace suivant l'axe oy	m
Δ_z	Pas en espace suivant l'axe oz	m
$\vec{V}$	Vecteur vitesse en un point	$m.s^{-1}$
u	Composante axiale de la vitesse	$m.s^{-1}$
v	Composante axiale de la vitesse	$m.s^{-1}$
T	Température	$^{\circ}C. k$
Q	Source de chaleur (puissance du processeur)	W
q	Flux thermique	W
q^m	Densité du flux thermique	$W.m^{-2}$
h	Coefficient de transfert de la chaleur	$W.m^{-2}.k^{-1}$
R_{th}	Résistance thermique du radiateur	$^{\circ}C. W^{-1}$

$\dot{m}$	Flux massique	kg.s^{-1}
$\dot{v}$	Flux volumique	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
T	Temps	s

SYMBOLES GRECOUES

Symbole	Description	Unité
ρ	Masse volumique de l'air	Kg.m^{-3}
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
λ	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$
β	Coefficient d'expansion thermique $1/\lambda$	k^{-1}
α	Diffusivité thermique $\alpha = \lambda / \rho.C_p$	
Δ	Différence	
η	Efficacité	
η_a	Rendement	

NOMBRES ADIMENSIONNELS

Symbole	Description	
N_u	Nombre de Nusselt	$N_u = h.D / \lambda$
R_e	Nombre de Reynolds	$R_e = \rho.D.v / \mu$
P_r	Nombre de Prandtl	$P_r = \mu.C_p / \lambda$
G_r	Nombre de Grashof	$G_r = g.\rho^2.\beta.\Delta T.L^3 / \mu^2$
R_a	Nombre de Rayleigh	$R_a = g.\beta.\Delta T.L^3 / \nu.\alpha$
β_i	Nombre de Biot	$\beta_i = h_e / \lambda \ll 1$

Liste des Tableaux

Tableau I.1	Propriété des principaux types de matériaux utilisés pour réaliser des dissipateurs à ailettes	12
Tableau II.1	Propriétés physiques du gallium et de l'eau	26
Tableau II.2	Propriétés physiques du NaK et de l'eau	29
Tableau IV.1	Tableau des dimensions en(mm)	48
Tableau IV.2	Les températures mesurées de l'ailette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 0.5 m/s	50
Tableau IV.3	Les températures mesurées de l'ailette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 1 m/s	50
Tableau IV.4	Les températures mesurées de l'ailette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 2 m/s	50
Tableau V.1	Comparaison des résultats d'étude expérimental et de simulation	64

List de figure

Figure I.1 : Croquis d'un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour Calculer les équations de régulation de la conservation de l'énergie et la loi de refroidissement de Newton	4
Figure I.2 : Coupe typique d'un composant électronique de puissance monté sur un dissipateur..	5
Figure I.3 : Conduction de la chaleur dans un barreau	6
Figure I.4 : Principe de la convection	7
Figure I.5 : Schéma de transfert par rayonnement	10
Figure I.6 : Dissipateur à ailettes dédié à de la convection naturelle à gauche. Dissipateur à ailettes dédié à de la convection forcée à droite	12
Figure I.7 : Différentes formes d'ailettes classiques existants. La liste présentée sur cette figure n'est pas exhaustive	13
Figure II.1 : Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)	19
Figure II.2 : Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé	20
Figure II.3 : Schéma de caloduc classique	21
Figure II.4 : Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide	22
Figure II.5 : Refroidissement convection dans des canaux	23
Figure II.6 : Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet	24
Figure II.7 : Principe de fonctionnement du refroidissement par spray	25
Figure II.8 : Comparaison de la valeur du coefficient d'échange avec de l'eau et avec un liquide métallique	27
Figure II.9 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur h pour l'eau, les fluors chimiques et un liquide métallique	27
Figure II.10 : Principe de fonctionnement des pompes électromagnétiques	28
Figure II.11 : Boucle de refroidissement Nanocoolers	28
Figure II.12 : Pompe MHD DC fabriquée par Nanocoolers	29
Figure II.13 : Système de refroidissement Danamics	30
Figure III.1 : Exemple de surface d'une ailette	31
Figure III.2 : hypothèse simplificatrice	32
Figure III.3 : Représentation d'un schéma simplifié d'une barre encastrée	33

Figure III.4 : Représentation des flux élémentaires sur une barre encastrée	33
Figure III.5 : Définition du système thermodynamique utilisé	34
Figure III.6 : Correction de longueur	36
Figure III.7 : L'interface du logiciel de simulation - Comsol-Multiphysics	39
Figure III.8 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL	40
Figure III.9 : Schéma du système de refroidissement simulé avec COMSOL	41
Figure III.10 : Géométrie de dissipateur thermique à ailette cylindrique	42
Figure III.11 : Représentation du volume de contrôle	42
Figure III.12 : Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol	45
Figure III.13 : Caractéristique de l'air (volume de contrôle)	47
Figure IV.1 : Schéma de dissipateur à ailette	48
Figure IV.2 : Schéma de banc d'essais expérimental	49
Figure IV.3 : Exemple relever valeurs des températures dans un intervalle du temps de 5 minutes (expérience 01. $V = 0.5\text{m/s}$)	50
Figure V.1 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois Positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 0.5(m/s)	52
Figure V.2 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 1(m/s)	53
Figure V.3 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 1.5(m/s)	53
Figure V.4 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 2(m/s)	54
Figure V.5 : Variation de la température d'ailette en fonction de la vitesse d'écoulement d'air pour différents niveaux de sonde	54
Figure V.6 : Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 1	55
Figure V.7 : Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 2	55
Figure V.8 : Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 3	56

Figure V.9 : Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'air dans une période de 5 min	57
Figure V.10 : Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'air dans une période de 10 min	58
Figure V.11 : Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'air dans une période de 15 min	59
Figure V.12 : Distribution en 3D de la température du canal pour différentes vitesses d'écoulement d'air dans une période de 15 min	60
Figure V.13 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesses d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 1)	62
Figure V.14 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesses d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 2)	63
Figure V.15 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesses d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 3)	64
Figure V.16 : Comparaisons entre la température de dissipateur expérimentale et simulée en fonction du temps pour les différentes positions de la sonde.....	65

Introduction générale

Dans le nouveau siècle, la technologie est devenue une partie intégrante de nos vies. Parmi les facteurs les plus importants de développement est le système informatique, le processeur de l'unité centrale la pièce la plus importante de l'ordinateur. Les scientifiques ont développé cette pièce pour devenir micro-compacte, avec une vitesse de fonctionnement plus rapide et une plus grande consommation d'énergie, ce changement a entraîné une augmentation importante et excessive de la température des pièces, ce qui peut réduire ou endommager les performances des composants.

La dissipation ou la réduction de la chaleur causée par les processeurs électroniques est devenue un problème d'étude plus importante de la fabrication. Les chercheurs et les développeurs ont trouvé de nombreuses façons de disperser cette chaleur, compris les dissipateurs thermiques des ailettes qui se sont avérées être un dispositif de refroidissement à haute performance. En général, les dissipateurs thermiques sont faites d'aluminium ou de cuivre et sont des matériaux à haute conductivité thermique.

La méthode de refroidissement la plus courante pour les composants électroniques est le refroidissement par air forcé. Avec la technique de convection de l'air forcé, dans cette étude, nous cherchons à améliorer l'évacuation de l'air chaud et à réduire la différence de chaleur du dissipateur thermique.

Notre système de refroidissement d'étude est constitué d'un dissipateur thermique avec ailettes cylindriques est connecté à sa base sous forme carrée au composant électronique, le dissipateur thermique a été exposé à un écoulement d'air créé par un ventilateur positionné horizontalement.

L'objectif de cette étude est de dissiper la chaleur du composant électronique (dissipateur) en l'exposant à trois flux d'air différents, afin de trouver la vitesse optimale, la simulation a été réalisée à travers le logiciel COMSOL Multiphysics. Ce phénomène se fait expérimentalement, l'analyse et l'interprétation de ses résultats ont été comparées avec les résultats obtenus par la simulation numérique.

Nous présentons le contenu de ce mémoire en cinq chapitres, répartis comme suit :

- Le premier chapitre fournit des informations générales sur les dissipateurs thermiques et quelques définitions du transfert de chaleur.

- Dans le deuxième chapitre nous présenterons les différentes technologies de refroidissement pour les cartes électroniques, et quelques liquides qui aident au transport thermique.
- Le troisième chapitre est consacré à l'étude numérique du dissipateur thermique par le logiciel COMSOL Multiphysics software, avec l'explication de quelques étapes de la simulation numérique utilisée (Géométrie de modèle, équations de modèle, maillage ... etc.).
- Au quatrième chapitre, une série d'expérimentation ont été menée sur un dispositif d'un dissipateur de chaleur à ailette cylindrique construite au laboratoire. L'objectif principal de ces expérimentations est de montrer l'influence des paramètres de fonctionnement notamment : la vitesse d'écoulement de l'air et la température de milieu. Les résultats obtenus ont été présentés sous forme des tableaux et des graphes.
- Le cinquième chapitre présente les résultats de cette approche numérique, ces résultats sont analyses, interprètes et comparées avec les résultats obtenus expérimentalement.

Chapitre I :

Généralités sur les dissipateurs de chaleur

I.1. Introduction :

Un dissipateur de chaleur est une pièce d'ingénierie qui transfère la chaleur d'un appareil électronique ou mécanique à un milieu fluide, souvent de l'air ou du liquide, puis se dissipe de l'appareil. Les dissipateurs thermiques sont utilisés dans de nombreuses cartes électroniques comme unités centrales de traitement et dispositifs semi-conducteurs à haute puissance telle que l'optoélectronique et les transistors, car la capacité de dissipation thermique de ces composants eux-mêmes n'est pas suffisante. Les dissipateurs thermiques sont généralement en aluminium car ils ont une conductivité thermique élevée et se caractérisent par leur faible poids et leur faible prix. Dans ce chapitre, nous fournirons des définitions du dissipateur de chaleur (matériaux des composants, formes ...), et quelques recherches et études bibliographiques antérieures.

I.2. Principe de transfert de chaleur :

Un dissipateur de chaleur transfère l'énergie thermique d'un appareil à température plus élevée à un fluide à température inférieure. Le milieu fluide est souvent de l'air, mais peut également être de l'eau, des fluides frigorigènes ou de l'huile. Si le milieu fluide est de l'eau, le dissipateur de chaleur est souvent appelé une plaque froide. Dans la thermodynamique, un dissipateur de chaleur est un réservoir de chaleur qui peut absorber une quantité arbitraire de chaleur sans changer de température de manière significative. Les dissipateurs de chaleur pratiques pour les appareils électroniques doivent avoir une température supérieure à l'environnement pour transférer la chaleur par convection, conduction et rayonnement. Les alimentations électriques ne sont pas efficaces à 100%, ce qui entraîne une chaleur supplémentaire qui peut nuire à la fonction de l'appareil. En tant que tel, un dissipateur de chaleur est inclus dans la conception pour disperser la chaleur pour améliorer la consommation d'énergie efficace[1].

Pour comprendre le principe d'un dissipateur de chaleur, considérez la loi de Fourier sur la conduite de la chaleur. La loi de Fourier sur la conduction de la chaleur, simplifiée à une forme unidimensionnelle dans la direction x , montre que lorsqu'il y a un gradient de température dans un corps, la chaleur sera transférée de la région de température plus élevée à la région de température inférieure. La vitesse à laquelle la chaleur est transférée par conduction est proportionnelle au produit du gradient de température et de la section transversale à travers laquelle la chaleur est transférée.

$$Q_K = -KA \frac{dT}{dx} \quad (I.1)$$

Considérons un dissipateur de chaleur dans un conduit, où l'air circule dans le conduit. On suppose que la base du dissipateur de chaleur est plus élevée que l'air. L'application de la conservation de l'énergie, des conditions d'équilibre et la loi de Newton sur le refroidissement aux nœuds de température indiquée dans le diagramme donnent l'ensemble des équations suivantes :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{p,ent} (T_{sor} - T_{ent}) \quad (I.2)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{dt} - T_{m,air}}{R_{dt}} \quad (I.3)$$

D'où :

$$T_{m,air} = \frac{T_{ent} - T_{sor}}{2} \quad (I.4)$$

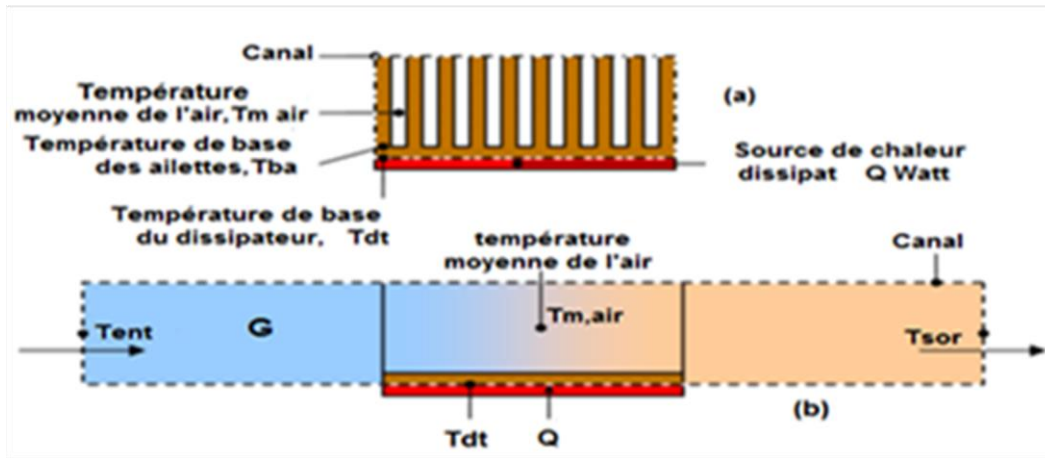


Figure I.1 : Croquis d'un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour calculer les équations de régulation de la conservation de l'énergie et la loi de refroidissement de Newton.

[2]

L'utilisation de la température moyenne de l'air est une hypothèse qui est valable pour les dissipateurs de chaleur relativement courts. Lorsque des échangeurs de chaleur compacts sont calculés, la température moyenne logarithmique de l'air est utilisée. Est le débit massique d'air en kg/s :

Les équations ci-dessus montrent que :

- Lorsque l'air coule à travers le dissipateur de chaleur diminue, cela entraîne une augmentation de la température moyenne de l'air. Cela augmente la température de base du

dissipateur de chaleur. Et en outre, la résistance thermique du dissipateur de chaleur augmentera également. Le résultat net est une température de fond de dissipateur thermique plus élevée.

- L'augmentation de la résistance thermique du dissipateur de chaleur avec une diminution du débit sera indiquée plus loin dans cet article.
- La température de l'air d'entrée se rapporte fortement à la température de base du dissipateur de chaleur. Par exemple, s'il y a recirculation d'air dans un produit, la température de l'air d'entrée n'est pas la température de l'air ambiant. La température de l'air d'entrée du dissipateur de chaleur est donc plus élevée, ce qui entraîne également une température de base de dissipateur thermique plus élevée.
- S'il n'y a pas de flux d'air autour du dissipateur de chaleur, l'énergie ne peut pas être transférée.
- Un dissipateur de chaleur n'est pas un appareil doté de la « capacité magique d'absorber la chaleur comme une éponge et de l'envoyer à un univers parallèle »[2].

La convection naturelle nécessite une circulation d'air libre sur le dissipateur de chaleur. Si les ailettes ne sont pas alignées verticalement, ou si les ailettes sont trop proches les unes des autres pour permettre un débit d'air suffisant entre elles, l'efficacité du dissipateur de chaleur diminuera.

I.3. La gestion thermique des composants électroniques de puissance :

La figure I.2 représente une coupe typique d'un composant électronique monte sur un dissipateur. Cette coupe présente quatre parties essentielles : la puce, la semelle qui sert de support à cette dernière et qui permet, comme nous le verrons plus tard, d'évacuer et d'épanouir le flux de chaleur, le radiateur et l'interface thermique entre la semelle et ce radiateur.

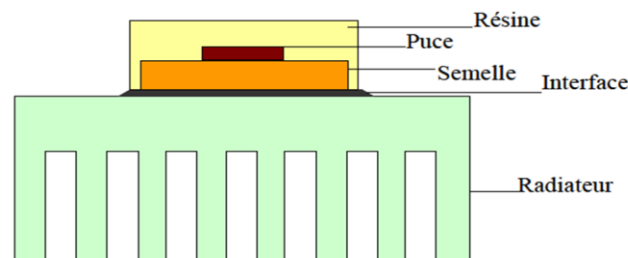


Figure I.2 : Coupe typique d'un composant électronique de puissance monté sur un dissipateur.[3]

Il est à noter ici que la partie semelle de la figure I.2 est souvent réalisée à partir de plusieurs couches de matériaux différents chacune étant liée aux autres par une transition (brasure, soudure) très mince. En particulier, une de ces couches peut servir d'isolant afin d'isoler électriquement la puce du radiateur ou même pour isoler plusieurs puces entre elles dans le cas de modules multiples.

L'interface est en général réalisée par un matériau d'interface thermique : graisse, colle, graphite. Nous trouvons ensuite le refroidisseur qui a pour objectif de diffuser la chaleur et d'augmenter la surface d'échange entre le système électronique et l'air ambiant. La puce et la semelle qui forment le composant ou le module de puissance sont souvent recouvertes d'un matériau isolant électrique comme de la résine ou encore des gels diélectriques. Ainsi, la grande majorité des échanges thermiques entre la puce et l'ambiant seront effectués à travers la semelle, l'interface thermique et le dissipateur. Dans un tel système, les échanges de chaleur entre la puce et l'ambiant sont effectués par conduction, convection et rayonnement. Nous allons maintenant proposer quelques rappels sur ces notions[3].

I.3.1. Transfert de chaleur par conduction :

La diffusion de la chaleur à travers le composant, « de la puce vers la paroi du radiateur » est effectuée par conduction. C'est un mode de transfert de la chaleur entre deux points d'un solide ou d'un fluide immobile et opaque qui trouve son origine dans l'activité moléculaire de la matière.

Le transfert d'énergie thermique se faisant des particules les plus énergétiques à température la plus élevée (la puce dans notre cas) vers les moins énergétiques, dont la température est inférieure (ailettes du radiateur). Pour illustrer ce phénomène de transfert de chaleur, prenons l'exemple de la figure I.3, d'un barreau soumis à deux températures T_1 et T_2 à ses extrémités.

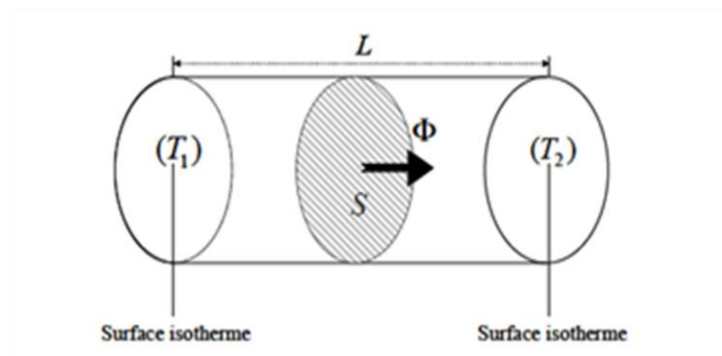


Figure I.3 : Conduction de la chaleur dans un barreau. [3]

Le flux de chaleur Φ [W] échange entre les deux extrémités du barreau peut s'écrire de la manière suivante :

$$\phi = \frac{K}{L} S (T_1 - T_2) \quad (I.5)$$

Avec :

L est la longueur du barreau, S sa section et T_1, T_2 les températures à ses extrémités.

En règle générale, un problème du transfert de chaleur par conduction pour un corps isotrope est traité en appliquant à un élément de volume de ce corps le premier principe de la thermodynamique[3].

I.3.2. Transfert de chaleur par convection :

La température de la puce est en grande partie conditionnée par l'échange thermique qui a lieu entre la paroi du radiateur et l'air ambiant. L'échange dans cette zone se fait par convection. C'est le mode de transfert de chaleur dans un fluide en mouvement [3]. Du point de vue ingénierie, le principal problème réside dans le calcul de la puissance thermique qui peut être échangé entre le fluide en mouvement et la surface solide. La figure I.4 montre le schéma de principe de la convection entre un solide dont la température est T_1 et l'extérieur (fluide en mouvement) dont la température est T_2 .

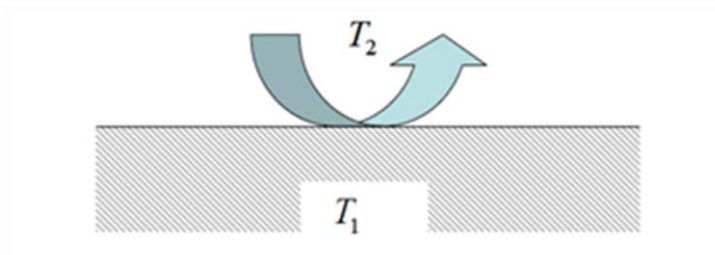


Figure I.4 : Principe de la convection.

Le flux de chaleur échange entre la surface et le fluide en mouvement s'écrit comme suit dans le cas général :

$$\phi = hS (T_1 - T_2) \quad (I.6)$$

Avec : S la surface d'échange entre le solide et le fluide en m^2 et h est le coefficient d'échange convectif qui s'exprime en $Wm^{-2}K^{-1}$.

Ce mode de transfert de chaleur est assez complexe car le calcul du coefficient d'échange h entre le fluide et le solide résulte de deux phénomènes qui sont la conduction et le mélange des particules à l'intérieur du fluide. Si le mouvement n'est provoqué que par les seules différences de température on parle de convection naturelle. Si par contre ce mouvement résulte d'une action mécanique, on parle de convection forcée.

I.3.2.1. Convection naturelle :

La convection caractérise la propagation et le transport de la chaleur par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorifique pour la céder à un corps froid. Deux types de convection sont généralement distingués, la convection forcée et la convection libre. La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de température du fluide, cette cause était la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.[4]

La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide. [5]

Toute autre cause de mouvement de molécule d'air telle que les ventilateurs est éliminée. Dans la convection libre : mode de convection, l'analyse adimensionnelle intervient afin de pouvoir calculer les caractéristiques du régime d'écoulement et le coefficient d'échange convectif (h). Les quatre nombres adimensionnels critiques dans le cas de la convection naturelle sont :

- Nusselt ***Nu*** décrit le rapport entre l'échange par convection et par conduction dans la couche fluide.
- Grashof ***Gr*** représente la comparaison entre la force de poussée consécutive à l'échauffement et la force de viscosité.
- Prandtl ***Pr*** décrit le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement et la diffusion de la chaleur dans un fluide.
- Finalement le critère pour déterminer l'instabilité de l'écoulement est le Rayleigh. Ce dernier est égal au produit : ***Gr. Pr***

La résistance thermique de convection R_{th} est évaluée après le choix de la corrélation adéquate (fonction de Nusselt). Pour une surface d'échange, les formules de la résistance R_{th} , du coefficient h et du diamètre hydraulique D_c [6] sont :

$$R_{th} = \frac{1}{hs} = \frac{\lambda \cdot N_u}{D_c} D_c = \frac{4S_c}{\rho} \quad (I.7)$$

$$R_{th} = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (I.8)$$

$$N_u = 0.664 R_e^{0.5} \cdot P_r^{0.333} = \frac{h \cdot L}{\lambda_f} \quad (I.9)$$

$$h = \frac{N_u \cdot \lambda_f}{L} \quad (I.10)$$

Avec : λ la conductivité de l'air S_c , et P caractérisent respectivement la section et le périmètre d'un canal d'écoulement. Dans le cas d'un canal de section circulaire par exemple, D_c est égal au diamètre géométrique de la conduite.

I.3.2.2. La convection forcée :

Comme vu, le refroidissement par air peut être passif ou actif. Étant en convection naturelle c'est la méthode passive et la convection forcée est la méthode active.

Cette dernière méthode est la solution de refroidissement la plus répandue. Nous parlons de convection forcée quand l'écoulement est provoqué par des moyens externes, tels qu'un ventilateur, une pompe, ou les vents atmosphériques. Dans les conditions naturelles, la convection est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique [7].

Le fluide échange de la chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences des températures.

I.3.3. Rayonnement thermique :

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps

quelconque, une partie peut être réfléchie, une autre transmise à travers le corps (dit diathermique si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur.

Si on place dans une enceinte deux corps capables d'émettre un rayonnement thermique, il existe entre ces deux corps aux températures différentes un échange de chaleur dû à l'absorption et à l'émission de ces rayonnements thermiques. Cet échange de chaleur est désigné habituellement sous le nom de rayonnement.

Les transferts par rayonnement se poursuivent même lorsque l'équilibre thermique est atteint, mais le débit net de chaleur échangée est nul. Ce type de transport de chaleur est analogue à la propagation de la lumière, et il ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux écoulements. Les gaz, les liquides et les solides sont capables d'émettre et d'absorber les rayonnements thermiques.

Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexisteront mais, généralement, au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique de l'appareil de transfert. Nous pouvons dire dès à présent, qu'aux températures ordinaires, le transport par rayonnement est négligeable, mais il peut devenir notable et prépondérant lorsque le niveau de température augmente. Influencé par les différences des températures. [8]

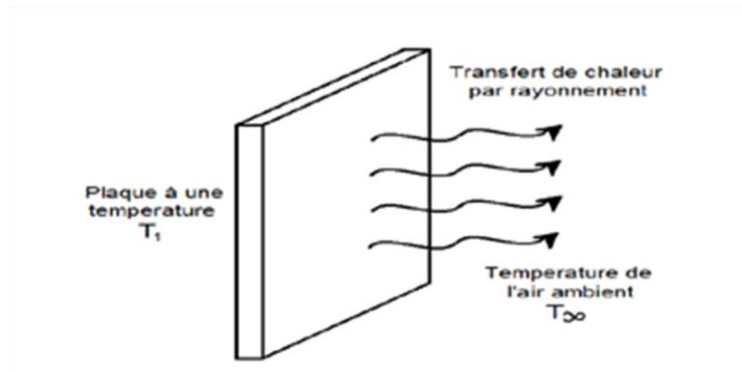


Figure I.5 : Schéma de transfert par rayonnement. [8]

Ce mode de transfert est le seul à se réaliser dans le vide, cas du rayonnement solaire arrivant sur Terre. Néanmoins, celui-ci se réalise aussi dans les fluides (l'air par exemple) et dans certains solides (verre). Exemples de transfert par rayonnement : système de chauffage dit par radiant ; le soleil. La loi de Stefan-Boltzmann (ou loi de Stefan) permet de quantifier ces échanges.

La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon S . \sigma T^4 \quad \text{et} \quad T^4 = (T_1^4 - T_\infty^4) \quad (\text{I.11})$$

Avec :

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,670\,3 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$) ;
- ε : émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau.
- S : superficie du corps.
- T : température du corps (en kelvin).

Si le corps récepteur réfléchit certaines longueurs d'ondes ou est transparent à d'autres, seules les longueurs d'onde absorbées contribuent à son équilibre thermique. Si par contre le corps récepteur est un corps noir, c'est-à-dire qu'il absorbe tous les rayonnements électromagnétiques, alors tous les rayonnements contribuent à son équilibre thermique.

I.4. Dissipateur à ailettes :

Le dissipateur à ailettes est l'élément de refroidissement le plus commun que l'on retrouve associé à des convertisseurs statiques. En effet, ce sont des systèmes faciles à produire (élément en métal plein, aux formes géométriques plus ou moins complexes), au coût de production faible, et qui assurent une bonne tenue mécanique en fonctionnement. De plus, le dissipateur en lui-même ne présente pas de risque de panne ou de casse (pas de risque de fuite, pas d'élément fragile...). Seul le ventilateur associé peut risquer l'endommagement et un besoin de maintenance.

I.4.1. Les matériaux plus utilisés dans les ailettes :

De nombreux matériaux peuvent être utilisés pour réaliser un dissipateur à ailettes. Quelques-uns peuvent être cités, tel que l'aluminium, le cuivre, le graphite, certains alliages plastiques, les céramiques... [9] [10] [11] [12] .Le choix des matériaux se fait en fonction des environnements des convertisseurs, des contraintes mécaniques et des contraintes de masse et de densité de puissance à évacuer.

Différentes propriétés thermiques de matériaux usuels sont présentées Tableau I.1. En pratique les dissipateurs sont classiquement réalisés en aluminium ou en cuivre et sont peints en noir pour intensifier le transfert radiatif. Il existe différentes techniques de fabrication [13] [14], qui n'ont

pas le même coût, et ne permettent pas les mêmes contraintes géométriques, mais ceci ne sera pas détaillé ici.

Matériau	Cuivre	Aluminium	Graphite dans Matrice époxy	Diamant	ALG 2208	Al-Dia 400	Alunit
Conductivité Thermique à 25(W/m.K)	401	273	x/y : 370 z : 38	2200	x/y : 2220 z : 140	400-450	>200
CTE (25°C) (10-6/K)	17	3	2-6	2	x/y : 8 z : 12	9-10	4-6
Densité massique (g/cm3)	8.96	2.70	2,09-2,23	3,5	2,3	3	> 3,23

Tableau I.1 : *Propriété des principaux types de matériaux utilisés pour réaliser des dissipateurs à ailettes. [13, 14]*

Il existe des dissipateurs à ailettes à refroidissement liquide, mais le fluide utilisé pour évacuer les calories reste quand même majoritairement l'air. Ces dissipateurs à ailettes peuvent fonctionner en convection naturelle ou forcée. En fonction du type de convection que l'on souhaite mettre en œuvre, la forme des ailettes sera différente comme on peut le voir Figure I.7. La gamme de fonctionnement classique d'un dissipateur à ailettes varie entre quelques watts jusqu'à quelques centaines de watts. Pour des puissances allant jusqu'à 50 watts, la convection n. En convection naturelle, l'échange convectif est moins intense, et le transfert par rayonnement devient non négligeable. Il faut donc le prendre en compte, en peignant les dissipateurs en noir pour augmenter leur émissivité. L'orientation joue aussi un rôle dans l'évacuation de la chaleur.



Figure I.6 : *Dissipateur à ailettes dédié à de la convection naturelle à gauche [15]. Dissipateur à ailettes dédié à de la convection forcée à droite [16].*

Le principal avantage de la convection naturelle est qu'elle ne consomme pas d'énergie, puisqu'il n'y a pas de ventilateur, ce qui augmente sa fiabilité et sa facilité de mise en œuvre. La convection forcée permet un meilleur refroidissement que la convection naturelle, mais plus la quantité de

chaleur à évacuer est importante, plus le ventilateur doit être puissant, ce qui rajoute de la masse au dispositif et provoque des nuisances sonores.

I.4.2. Différentes formes d'ailettes classiques existant :

Différents types d'ailettes existent. Les plus couramment utilisées sont les ailettes droites (rectangulaires ou carrées), et les ailettes circulaires ou elliptiques. Il faut également noter que les ailettes peuvent être continues, ou discontinues, alignées ou décalées. Certaines de ses différentes formes sont illustrées figure I.8. Le fait de décaler les ailettes permet d'intensifier l'échange avec l'air qui circulera entre elles en cassant les couches limites qui se forment entre les ailettes. Il faut toutefois pouvoir canaliser le flux d'air circulant entre les ailettes en convection forcée, pour éviter le phénomène de flow-bypass qui réduira les performances thermiques du dissipateur défini. [17] [18].

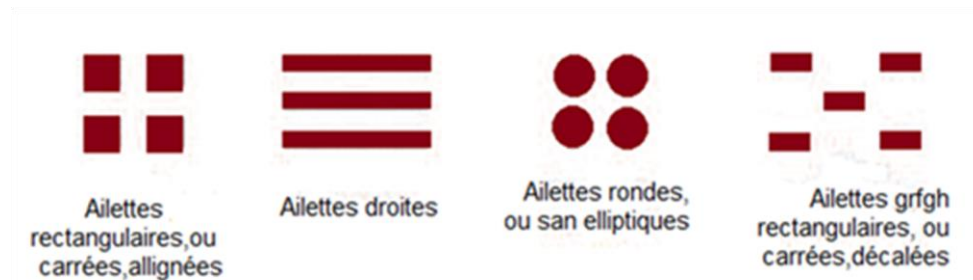


Figure I.7 : *Différentes formes d'ailettes classiques existantes [17]. La liste présentée sur cette figure n'est pas exhaustive.*

Un compromis est à faire entre coûts de fabrication, pertes de charges, et performances thermiques. En convection naturelle, par exemple, il est conseillé d'utiliser des ailettes espacées entre elles et circulaires, ou elliptiques [19], afin de permettre une meilleure circulation de l'air entre les ailettes et assure un meilleur échange. Utiliser des ailettes circulaires ou elliptiques permet d'augmenter la surface d'échange sur un volume plus faible. Ce sont des configurations d'ailettes très utiles lorsque le fluide servant à la convection est projeté verticalement sur la semelle du dissipateur[2]. Pour de la convection forcée, où le flux d'air est envoyé parallèlement à la semelle du dissipateur, dans les canaux formés entre les ailettes, des ailettes droites sont plus efficaces[18]. Les ailettes droites également sont les plus simples et les moins chères à manufacturer, ce qui explique leur usage important [13].

Toutefois, ces dissipateurs à ailettes nécessitent une circulation d'air, et sont donc difficilement utilisables lorsque les convertisseurs sont dans des espaces confinés. De plus, dans des applications

où la densité de puissance à extraire est au-delà de quelques dizaines de W/cm^2 [20], l'extraction de la chaleur par ce type de systèmes de refroidissement devient problématique.

I.5. Etats de l'art :

I.5.1. Optimisation de la forme du dissipateur thermique (DT) :

Costa et Lopes [21] ont amélioré les performances thermiques du DT pour une lampe à diodes électroluminescentes (LED) fonctionnant dans des conditions de convection naturelle. L'effet du nombre, de l'épaisseur, de la longueur et de la hauteur des nageoires a été examiné. Leurs résultats obtenus en utilisant le code commercial ANSYS-CFX ont illustré l'importance remarquable des paramètres géométriques sur l'évacuation de la chaleur pour maintenir la température maximale de la source de chaleur maintenue en dessous de la température critique. Ils ont signalé que la température à cœur objective de 65 C a été enregistrée en augmentant le nombre d'ailettes et leur hauteur et en réduisant l'épaisseur des ailerons. Ces paramètres géométriques pourraient entraîner une augmentation de la masse du dissipateur thermique d'environ 24% de la masse initiale, mais une baisse de température considérable. Ils ont recommandé d'étendre la méthodologie proposée pour explorer d'autres types de dissipateurs thermiques.

I.5.2. Emplacement de l'arrangement d'entrée et de sortie du dissipateur de chaleur :

Hung et al. [22] ont examiné numériquement l'effet de l'élargissement de la sortie du canal (la largeur et la hauteur de la sortie du canal) sur les performances hydrothermales d'un DTMC poreux. Leurs données de simulation ont indiqué que la chute de pression à travers le DTMC était réduite lorsque le rapport d'agrandissement en largeur ou en hauteur augmentait. Il a été observé que les performances thermiques étaient améliorées et que le R_{th} était réduit avec une sortie de canal agrandi. Par conséquent, ils ont déclaré que l'augmentation du rapport d'agrandissement en largeur ou en hauteur de la sortie du canal jouait un rôle important pour améliorer les performances hydrothermales des DTMC poreux.

Vinodhan et Rajan [23] ont étudié l'effet de l'emplacement de l'entrée / sortie du DTMC sur le R_{th} et la distribution de température du substrat. Ils ont obtenu un meilleur R_{th} pour leurs nouvelles conceptions par rapport à la conception conventionnelle. Ils ont motivé le reste des chercheurs à dire que la conception pourrait être encore optimisée en variant les dimensions des canaux.

Zhao et al. [24] ont exploré l'effet de l'emplacement de l'entrée, de la hauteur des ailettes, de la distance d'espacement et de la longueur des bords sur les performances thermiques du dissipateur

de chaleur à micro canaux à ailettes (DTMCA) avec une entrée près du milieu de la matrice de micro-aillettes à diagonale et RA élevée a été conçue.

La température maximale de la puce a été réduite jusqu'à 26,7% à une puissance de dissipation de 72 W par rapport à d'autres configurations d'entrée / sortie de référence. Ils ont conclu que les performances thermiques optimales de DTMCA peuvent être obtenues en optimisant la position d'entrée et les paramètres géométriques.

I.5.3. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes plates (DTAP) :

Lin et al. [25] testés un réseau oblique de DTAP pour éviter l'amélioration de la résistance à l'écoulement causée par l'augmentation du nombre d'aillettes afin d'augmenter la surface de transfert de chaleur. Leur conception proposée de DT a montré de meilleures performances que celle des plaques-aillettes verticales en raison de la plus grande surface et de l'accélération du flux entre les ailettes. Pour les débits élevés, l'effet de refroidissement supplémentaire pourrait entraîner une réduction de 6°C de la température du boîtier du processeur en introduisant des ailettes obliques. À de faibles débits, leur nouvelle conception a donné une meilleure capacité de dissipation de la chaleur que celle typique.

I.5.4. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes plaque (DTAP) :

Li et al. [26] ont testé expérimentalement les effets de la largeur, de la hauteur et nombre d'aillettes sur les performances thermiques de la chambre à vapeur de DTAP, Les résultats ont montré que la température maximale a été efficacement réduit et le transfert de chaleur était plus uniformément le substrat de base en utilisant la chambre de vapeur DT que celle en aluminium DT.

Le R_{th} global de leur nouveau DT proposé a diminué de Re nombre, mais cette réduction est devenue petite à mesure que Re augmentait. À faible nombre de Re, les dimensions des ailettes ont eu un effet plus important sur les performances thermiques, tandis que les performances thermiques augmentaient avec l'augmentation du nombre d'aillettes à un nombre de Re élevé. Pendant que cette réduction du R_{th} est devenue plus petite à la valeur la plus élevée du nombre Re. En gardant la largeur des ailettes constantes, le DT ayant la plus haute hauteur d'aillettes a surpassé les autres en matière de performances thermiques en raison de la plus grande zone de transfert de chaleur. En revanche, la largeur optimale de l'aillette (meilleure performance thermique) a augmenté avec le nombre Re en gardant la hauteur de l'aillette inchangée. Pour les nageoires plus larges, les passages d'écoulement entre les canaux sont devenus étroits. À l'inverse, pour les ailettes plus étroites, la

zone de transfert de chaleur du DT a été réduite. En bref, les deux conditions ont réduit les performances thermiques du DT. En général, la largeur des ailettes doit être optimisée pour chaque plage de nombre Re.

I.5.5. Optimisation du dissipateur thermique à ailettes (DTA) :

Al-Sallami et al. [27] ont démontré que les ailettes perforées le dissipateur de chaleur ont fourni une amélioration efficace du transfert de chaleur. Ils ont montré que les dispositions échelonnées des ailerons de bande sont surpassées ceux en ligne. L'avantage d'utiliser des ailettes perforées était potentiel dans l'amélioration du transfert de chaleur avec une réduction significative de la perte de pression et de la masse du dissipateur de chaleur.

Al-Damook et al. [28] ont étudié les performances thermiques des dissipateurs thermiques à ailettes avec une perforation rectangulaire fendue ou encochée dissipateurs thermiques à ailettes par calcul, ils ont surveillé une augmentation du taux de transfert de chaleur et une diminution de la chute de pression lorsque la taille de la perforation rectangulaire a augmenté. L'augmentation optimale de transfert de chaleur obtenue était de 10%, tandis que la réduction maximale de la consommation d'énergie du ventilateur enregistrée était de 30%.

Zhao et al. [29] pourraient améliorer numériquement les performances de refroidissement du dissipateur de chaleur à micros-ailettes carrées en changeant la porosité des ailerons et l'angle localisé des ailerons. Ils ont obtenu une porosité optimale et un angle localisé pour les performances thermiques.

I.5.6. Optimisation de la forme du monocanal :

Knight et al. [30] ont déterminé les dimensions DT présentant la résistance thermique la plus faible. Leurs paramètres examinés étaient ; rapport épaisseur de la nageoire / largeur du canal et RA du canal fluide pour les régimes d'écoulement laminaire et turbulent. Leurs résultats ont indiqué que pour la faible chute de pression à travers la partie entrée / sortie, l'écoulement laminaire a donné un R_{th} inférieur à l'écoulement turbulent. Inversement, le R_{th} optimal a été observé dans la région turbulente pour une chute de pression élevée. Leurs configurations et dimensions ont fourni une amélioration considérable du R_{th} de (10–35%) par rapport aux études précédentes. Avant quinze ans, Copeland [31] ont estimé les dimensions optimales de l'épaisseur des ailettes et du par du dissipateur de chaleur à plaques parallèles. Ils ont déclaré que dans des conditions de fonctionnement spécifiques (chute de pression ou puissance de pompage), les dimensions

extérieures optimales du dissipateur de chaleur peuvent être calculées, sans qu'il soit nécessaire d'estimer l'épaisseur ou le pas des ailettes exactement pour obtenir des performances élevées.

Khan et al. [32] ont réalisé une étude sur l'optimisation paramétrique, y compris les paramètres géométriques, les propriétés des matériaux et les conditions d'écoulement pour déterminer les conditions optimales de DTPF (à la fois en ligne et en quinconce) étant donné la prise en compte simultanée du transfert de chaleur et de la dissipation visqueuse. L'effet du diamètre, de la densité, de la hauteur et de la conductivité thermique des broches et la vitesse d'approche du fluide ont été testés. Ils ont été démontrés que la densité optimale des broches existait pour chaque matériau. Pour un matériau à faible conductivité thermique, aucun optimum n'a pu être trouvé dans l'agencement échelonné pour un nombre donné de broches. Les dissipateurs thermiques ayant une conductivité thermique élevée et une densité de broches élevée ont surpassé les autres types.

I.5.7. Optimisation des dissipateurs de chaleur en faisant varier la taille :

- Dissipateur thermique mini-canal (DTMiC)

Fan et al.[33] Ont examiné une nouvelle ailette cylindrique oblique DTMiC afin d'optimiser les performances thermiques du DT pour un régime d'écoulement laminaire. L'angle oblique variait de 20 à 45 avec une plage de nombres Re de 200 à 900. Ils ont constaté que le nombre Nu dépendait des paramètres géométriques des nageoires obliques, du nombre Re et du nombre Pr . Les débits secondaires se sont renforcés lorsque la longueur des canaux secondaires a augmenté. Ils ont surveillé une couche limite se redéveloppant à chaque bord d'attaque de la nageoire oblique et ont par conséquent amélioré le transfert de chaleur et intensifié les zones de recirculation, mais ont subi une pénalité de chute à haute pression à des nombres Re plus élevés. L'amélioration du transfert de chaleur a diminué à des valeurs plus élevées de nombres Re et à des valeurs plus grandes d'angles obliques en raison de la réduction de la surface de transfert de chaleur provoquant des pertes de pression supplémentaires.

Ho et al. [34] ont exploré les caractéristiques de transfert de chaleur suspensions à base d'eau de nano-capsules à changement de phase dans un boucle de circulation avec un DTMiC rectangulaire en cuivre et une source de chaleur. La longueur totale du DT était de 50 mm et le diamètre hydraulique était de 0,96 mm Ils ont révélé que les suspensions à base d'eau de nano-capsules à changement de phase amélioraient remarquablement le taux de transfert de chaleur de la boucle de circulation naturelle. Une concentration de matériau à changement de phase plus élevée était nécessaire pour améliorer le transfert de chaleur de manière adéquate dans des puissances accrues.

Un R_{th} plus petit a été observé lorsque les nombres de Ra modifiés ont augmenté, ce qui a permis d'améliorer le nombre de Nu à la fois au DTMiC et à la source de chaleur. Bien qu'ils aient constaté que le nano fluide Al_2O_3 – eau améliorait les performances thermiques de la boucle de circulation naturelle à la source de chaleur et au dissipateur de chaleur d'environ 3,5–22% et 9,5– 62%, respectivement [35].

- Dissipateur de chaleur à micro-canaux (DTMC)

L'étude d'optimisation des nano-fluides dans un DTMC rectangulaire réalisée par Halelfadl et al. [36] en examinant les effets de la température, le canal RA, le rapport de paroi du canal et le nano fluide sur le R_{th} et la puissance de pompage du DTMC. Ils ont déclaré que l'RA optimisé (c.-à-d. canal plus étroit et surface d'échange plus élevée) était plus faible pour les nano fluides que pour l'eau. Peyghambarzadeh et al. [37] Ont constaté expérimentalement que les nano fluides d'oxyde d'alumine et d'oxyde de cuivre présentaient des performances thermiques et une chute de pression plus élevées par rapport à l'eau pure appliquée dans du DTMC rectangulaire. L'amélioration plus élevée a été obtenue en augmentant la concentration de nanoparticules, mais ils ont affirmé et déclaré qu'il ne peut pas être dit que l'augmentation augmentait avec le nombre de Re . Ils ont affirmé que des nombres de Nu inférieurs et des coefficients de transfert de chaleur plus élevés seraient obtenus dans le DTMC par rapport aux échangeurs de chaleur de diamètre conventionnels. En 2017, Sidik et al. [38] ont examiné plus de quatre-vingt-dix articles qui étudient uniquement les techniques de refroidissement passif, comme le canal types, rugosité de surface, additifs fluides et nombre de Reynolds, qui ont été utilisés pour éliminer la chaleur des dissipateurs de chaleur en micro-tailles uniquement (DTMC). Ils ont conclu que de nombreux défis devaient être résolus pour différentes applications. La stabilité et le coût de synthèse sont le principal obstacle à l'utilisation des nano fluides dans le DTMC.

Chapitre II :

Les techniques de refroidissement des cartes électronique

II.1. Les principales techniques de refroidissement utilisées en électronique de puissance :

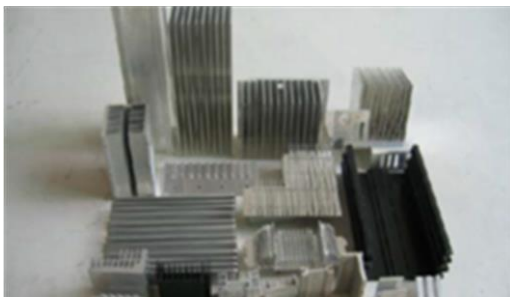
Dans cette partie, nous allons donc décrire les principales techniques de refroidissement utilisées pour le refroidissement des modules de puissances. Il s'agit des dissipateurs à air a convection naturelle ou forcée, des caloducs et des boucles de refroidissement utilisant un liquide caloporteur.

II.1.1. Refroidissement à air :

Dans le cas où les composants sont faiblement contraints thermiquement, la solution la plus utilisée aujourd'hui est le dissipateur à air. Dans ce cas, l'échange thermique entre le dissipateur et le milieu ambiant est à la fois convectif et radiatif. Il peut être utilisé avec un ventilateur (convection forcée) ou sans (convection naturelle) Dans ce dernier cas, le mouvement est dû à une simple différence de température au sein d'un milieu. Dans le cas de la convection naturelle et pour l'ordre de grandeur des températures qui nous intéressent, le coefficient d'échange équivalent ne dépasse pas $15 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Afin d'avoir un ordre d'idée de l'efficacité de ce type d'échange thermique, nous donnerons l'exemple d'une dissipation de 1 W sur une surface de 100 cm^2 (ordre de grandeur de la surface d'un petit module de puissance). Dans ce cas, l'échauffement est d'au moins 66°C ($\Delta T = \Phi / hS$).

La nécessaire augmentation de la puissance dissipée passe donc par l'augmentation de la surface d'échange entre le dispositif et le milieu ambiant. La solution la plus rencontrée est le radiateur à ailettes sur la Figure II.1 (a) mais il existe d'autres types de dissipateurs a air comme les 'nids d'abeille' sur la Figure II.1 (b) avec un coefficient d'échange équivalent proche de $300 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, ce qui correspond à une réduction d'un rapport 20 de l'élévation de la température [39].



(a) radiateur à ailettes



(b) nids d'abeilles

Figure II.1 : Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles).

Pour la convection forcée avec des ventilateurs et en utilisant des gros dissipateurs à ailettes sur la Figure II.2, ce coefficient d'échange équivalent peut augmenter jusqu'à $2000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ selon la société Avide spécialisée dans le refroidissement des composants électroniques.



Figure II.2 : Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé.

Les principaux avantages de cette technique de refroidissement sont le coût et la facilité de mise en œuvre. C'est donc la solution qui sera privilégiée dans la plupart des cas. Nous pouvons ajouter que ce type de refroidisseur peut être utilisé sans problème dans des applications hautes température, ses performances augmentant même avec la température. Néanmoins, il dispose de deux défauts importants. Le premier est la limitation en termes de densité de flux de chaleur dissipée par les composants qui reste inférieure à $100 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Le deuxième est qu'il n'est pas possible d'utiliser cette solution dans les cas où le système électronique est confiné (circulation d'air difficile ou impossible). Afin d'offrir une réponse à ces deux limites, nous allons voir dans la partie suivante qu'il est possible d'associer un caloduc au dissipateur.

II.1.2. Caloducs :

Un caloduc est un système qui prélevé de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce au un changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique.

La figure II.3 monte un schéma de caloduc classique. Le caloduc est un mince tube à deux parois métalliques fermées. Un liquide est injecté à l'intérieur. Plusieurs types de liquide peuvent servir

de fluide caloporteur, ce qui inclut le potassium, le sodium, l'indium, le césium, le lithium, le bismuth, le mercure, l'eau, l'alcool de bois, l'acétone, les réfrigérants (fréons) l'azote, l'oxygène et d'autres sels inorganiques .[40]

Dans ce caloduc classique, il y a trois grandes zones : Evaporateur, zone adiabatique, condenseur.

L'échange thermique suit cinq étapes principales :

1. Dans l'évaporateur, la chaleur extraite de la source traverse la paroi du tube et fait chauffer le liquide enfermé.
2. Dans l'évaporateur, le liquide est vaporisé. Un gaz se forme.
3. Comme la température d'évaporateur (T_H) est plus grande que celle du condenseur (T_B), la pression dans l'évaporateur est plus grande que celle du condenseur. La vapeur s'écoule donc vers condenseur en traversant la zone adiabatique.
4. Quand la vapeur atteint la zone du condenseur, celle-ci se liquéfie.
5. Le liquide retourne par capillarité à l'évaporateur pour subir une nouvelle évaporation.

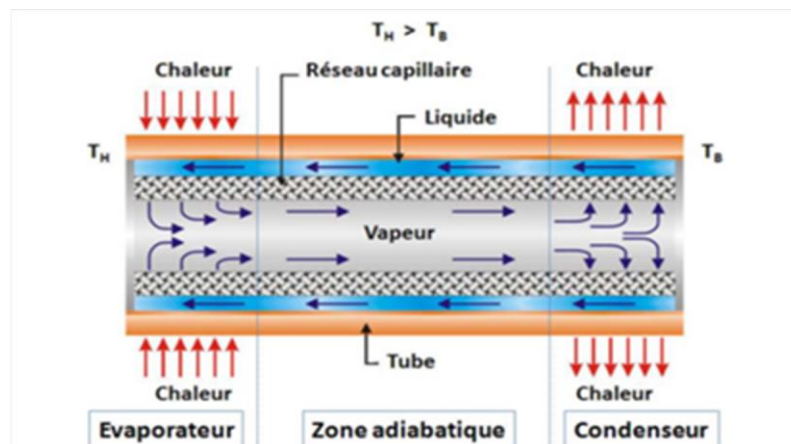


Figure II.3 : Schéma de caloduc classique. [40]

Pour les applications électroniques les plus contraintes thermiquement, on utilise le plus souvent une autre technique : les boucles de refroidissement liquide à convection forcée.

II.1.2.1. Refroidissement par liquide caloporteur :

Comme cela est mentionné ci-dessus, la valeur du coefficient d'échange convectif h est limitée dans le cas de l'air. Cette limitation est due essentiellement à sa faible conductivité thermique. Cependant, l'air peut être remplacé par un autre fluide afin d'augmenter la valeur de h et donc la puissance évacuée. Dans de nombreux cas, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau. Ceci

est dû à sa très bonne capacité calorifique, sa conductivité thermique et à sa simplicité d'utilisation, sans oublier son bas coût et sa disponibilité. Dans d'autres cas, on peut aussi avoir recours à des fluides diélectriques comme les fluorés, le miel, le R12 [41].

Dans le cas de la convection forcée sans changement de phase, le coefficient d'échange équivalent peut atteindre dans certain cas des valeurs proches de $105 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Cela veut dire que, par rapport à un échange avec l'air, la chute de température peut être divisée par 50. Les densités de puissance évacuables par les composants semi-conducteurs peuvent alors atteindre plusieurs centaines de Watts par cm^2 . [42]

Avant d'entrer dans le détail des principales techniques utilisées pour le refroidissement avec un liquide, nous présentons sur la Figure II.4 le principe général d'une boucle de refroidissement liquide. La pompe sert à faire circuler le fluide dans la boucle. Ce fluide absorbe la chaleur produite par les composants et la cède au dissipateur à ailette. Comme dans le cas du caloduc, la boucle sert donc seulement d'intermédiaire entre le composant et le dissipateur à air.

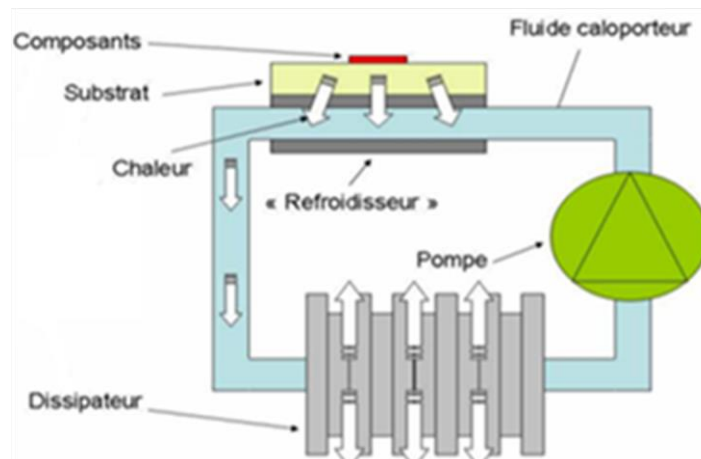


Figure II.4 : Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide.

Les performances thermiques des boucles liquides dépendent principalement de la technique de refroidissement qui est utilisée pour effectuer l'échange convectif entre le composant et le liquide caloporteur. En effet, cet échange convectif peut être effectué avec ébullition ou non. Comme nous le verrons dans la partie suivante, cela dépend aussi de la technologie du refroidisseur. Celui-ci peut être réalisé avec des canaux, avec des jets ou, plus rarement, avec un spray.

II.1.2.2. Refroidissement par convection dans des canaux :

Le développement rapide du domaine de la microélectronique suit la loi de Moore [43]. Avec l'intégration croissante de transistors à haute vitesse dans les appareils électroniques, la densité de

dissipation thermique visée devrait atteindre 500 W/cm^2 pour les applications futures [44, 45]. Les micro-canaux qui sont des dispositifs très performants d'échange de chaleur sont venus suppléer les systèmes traditionnels. Les systèmes embarqués liés à l'aérospatiale par exemple, ainsi qu'à l'électronique médicale font largement appel aux échangeurs de chaleur à micro canaux .[46]

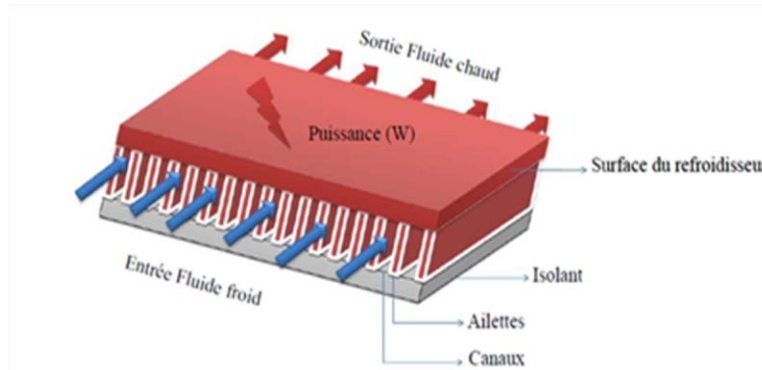


Figure II.5 : *Refroidissement convection dans des canaux.*

Par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels, les échangeurs de chaleur à micro-canaux n'offrent pas seulement un bon coefficient de transfert thermique, mais offre également une excellente robustesse notamment devant la pression du liquide.

Les principaux avantages :

1. Les micro-canaux agissent comme plusieurs micro-plaque-ailettes. Ils augmentent la surface d'échange. La résistance thermique de convection est donc réduite.
2. Pour utiliser les micro-canaux, la semelle est supprimée, donc la résistance thermique de conduction est réduite.
3. En faisant appel à la technologie des micro-canaux on peut réduire la taille de système de refroidissement.

II.1.3. Refroidissement par jets et spray :

II.1.3.1. Refroidissement par jets :

Le refroidissement par jets est une solution privilégiée dans les applications industrielles où on cherche à extraire un flux de chaleur intense. Cette technique est largement utilisée dans le domaine aéronautique pour refroidir les aubes de turbines ou les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations. L'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants

modernes et le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactant. On utilise dans certains cas des jets de fluide diélectrique en projection directe sur les éléments semi-conducteurs.

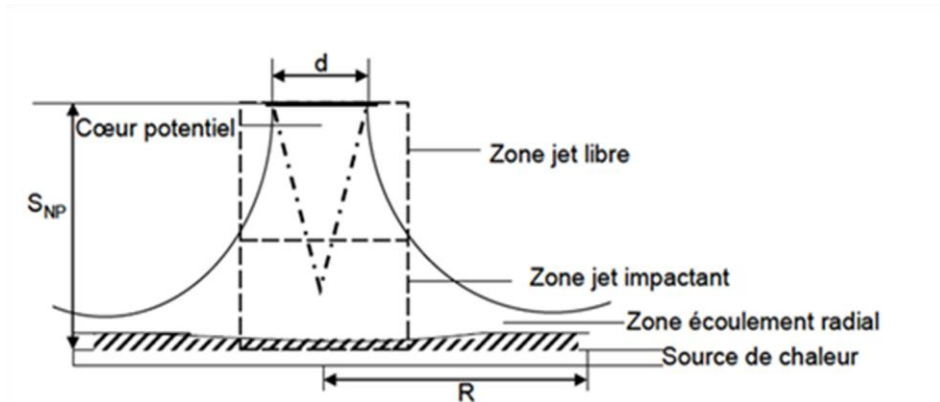


Figure II.6 : Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet.

II.1.3.2. Refroidissement par spray :

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray a attiré l'attention des chercheurs pour diverses applications de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vue son efficacité à dissiper de grands flux de chaleur sur des petites surfaces. Cette technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par des orifices très fins et disperse en gouttelettes sur la surface de contact [46].

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont la surface des gouttelettes, leur vitesse, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnant, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à une difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement [47].

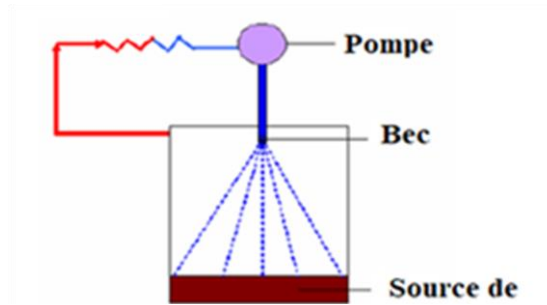


Figure II.7 : Principe de fonctionnement du refroidissement par spray.

Il faut tout de même noter que cette technique est le plus souvent utilisée en diphasique : les gouttelettes de liquide (eau ou FC, etc.) s'évaporent quasi instantanément au contact de la paroi chaude ce qui implique un très bon coefficient de transfert thermique.

Une autre étude a été réalisée par [48]. Ils ont réussi à évacuer une densité de flux de chaleur de 500 Wcm^{-2} puis ils ont étudié l'influence du débit, de la surface de contact, de la température du liquide refroidissement et de l'angle d'impact sur la technique de spray, expérimentalement et théoriquement. Plusieurs types d'orifices ont été utilisés durant l'expérience en changeant leurs diamètres. Ils ont utilisé un débit d'eau allant de $0,024$ à $0,05 \text{ litre.min}^{-1}$. Néanmoins les pertes de charges étaient de 5.17 bar .

II.2. Le refroidissement par métal liquide :

II.2.1. Propriétés physiques du gallium :

Le métal liquide (à température ambiante) le plus connu du grand public est le mercure mais il est toxique. Il est donc remplacé dans bon nombre d'applications par un autre métal qui est le gallium. Ce dernier ne présente pas de danger pour l'environnement. Il est généralement utilisé sous forme d'alliage avec par exemple de l'étain ou de l'indium ce qui permet de diminuer sa température de fusion qui est de l'ordre de 30°C . Les propriétés physiques du gallium pur sont données dans le Tableau II.1 [49] et sont comparées avec celles de l'eau.

Propriétés	Gallium (Ga)	Eau (H_2O)
Masse volumique (kgm^{-3})	6095	998
Chaleur massique ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	381	4181
Viscosité cinétique (m^2s^{-1})	$3.5 \cdot 10^{-7}$	10^{-6}
Conductivité électrique (Sm^{-1})	$3.3 \cdot 10^6$	10^{-12}

Conductivite thermique ($Wm^{-1}K^{-1}$) a 20°C	28	0.61
Point d'ebullition (°C)	≥ 2000	≥ 100
Point de fusion (°C)	≥ 30	≥ 0

Tableau II.1 : *Propriétés physiques du gallium et de l'eau.*

Nous pouvons voir clairement que le gallium liquide possède une conductivité thermique proche de $28 W.m^{-1}.K^{-1}$, valeur qui est 45 fois plus grande que celle de l'eau. On comprend donc que ce type de fluide permet d'atteindre des coefficients d'échange convectif très importants et donc une possibilité d'évacuation très importante en termes de densité de flux de chaleur. Pour démontrer l'intérêt de la valeur de la conductivité thermique du liquide métallique, nous présentons le graphe de la Figure II.7 qui est issu d'une étude qui a été réalisée par Miner et al [50]. Ces derniers ont chauffé uniformément un tuyau circulaire et ont fait circuler de l'eau à l'intérieur dans un premier temps et ensuite du liquide métallique (un alliage de gallium de conductivité thermique 50 fois plus grande que celle de l'eau). Ils ont mesuré le coefficient d'échange dans les deux cas en fonction du nombre de Reynolds (condition de l'écoulement). Ils ont démontré que la valeur de h pour un régime laminaire est 50 fois plus grande que celle de l'eau (il s'agit en fait du rapport entre les valeurs des conductivités thermiques des deux fluides). Pour le régime turbulent, l'écart diminue car les turbulences ont beaucoup moins d'effet que dans l'eau car l'échange par conduction étant très bon. Ainsi, l'équation suivante montre que, si nous supposons que l'écoulement est laminaire, la valeur du coefficient d'échange avec d'un métal liquide peut être estimée en connaissant celle obtenue avec de l'eau.

$$h_{metal-liquide} = \frac{\lambda_{metal-liquide}}{\lambda_{eau}} h_{eau} = 50.h_{eau} \quad (II.1)$$

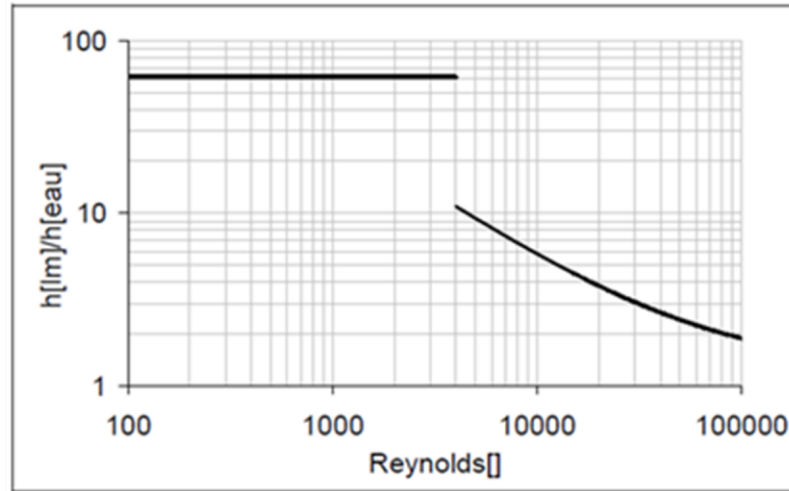


Figure II.8 : Comparaison de la valeur du coefficient d'échange avec de l'eau et avec un liquide métallique.

La Figure II.8 montre la valeur du coefficient de transfert de chaleur h de plusieurs fluides standards et celui d'un liquide métallique (GaInSn). Cela prouve l'intérêt d'utiliser un fluide métallique pour évacuer des flux de chaleur importants. Outre leur forte conductivité thermique, les métaux liquides ont aussi pour avantage d'être de bons conducteurs électriques, ce qui rend possible l'utilisation de pompes électromagnétiques (Magneto-Hydro-Dynamiques ou MHD). Ces pompes reposent sur l'utilisation couplée d'un champ magnétique et d'un courant qui crée une force de Laplace. L'intérêt de cette pompe est qu'elle est sans pièce tournante.

Elle rend le système de refroidissement plus fiable, silencieux et plus facile à commander (Baker & Tessier 1987).

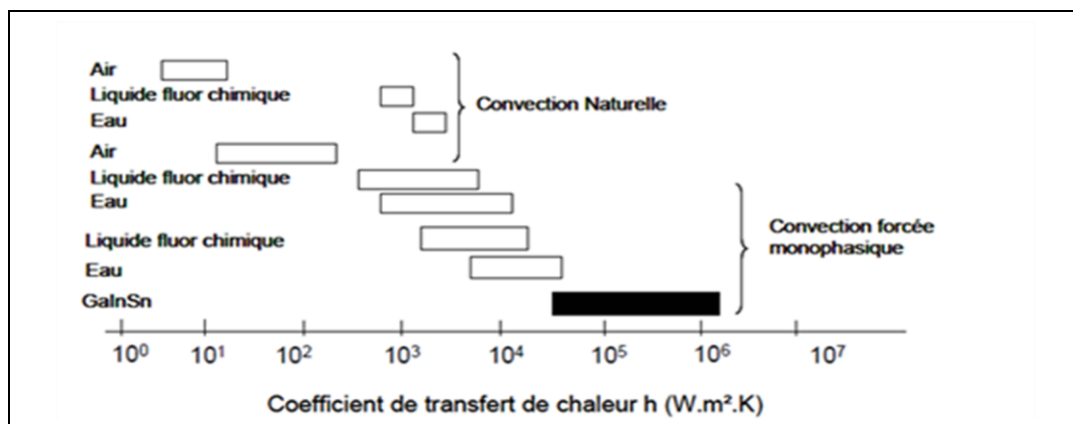


Figure II.9 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur h pour l'eau, les fluors chimiques et un liquide métallique. [51]

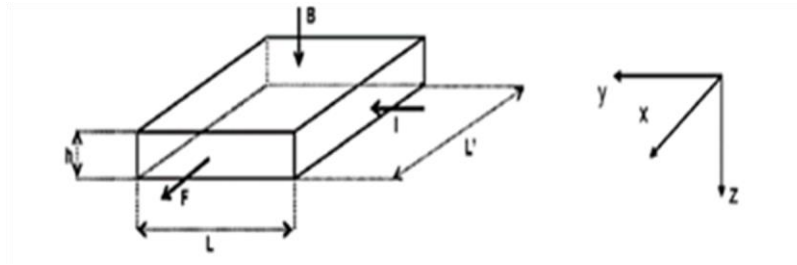


Figure II.10 : Principe de fonctionnement des pompes électromagnétiques.

II.2.2. Exemples de systèmes de refroidissement pour une carte électronique :

Comme nous le verrons, la réalisation de pompes MHD paraît assez aisée et n'est pas spécifiquement difficile à réaliser. Il existe aujourd'hui des exemples de boucles de refroidissement pour les systèmes électroniques faisant appel à des fluides conducteurs (sels fondus ou métaux liquides) mis en mouvement par ce type de pompe. On citera en particulier le refroidisseur présenté par Nanocoolers qui n'aura finalement jamais été commercialisé et celui vendu par la société Danamics.

II.2.3. Le système Nanocoolers :

Sur la Figure II.11, nous présentons la boucle de refroidissement fabriquée par Nanocoolers [50] mais non commercialisée pour des raisons que nous ne sommes pas arrivés à déterminer. Cette société a fabriqué une pompe magnétohydrodynamique à conduction (MHD DC) pour un fluide métallique de type GaIn afin de refroidir des composants électroniques. La pompe génère une pression de 25 kPa avec un débit de $0.14 \text{ litre} \cdot \text{min}^{-1}$, alors que le champ magnétique appliqué dans la pompe est de 0.9 T. Ce système est capable de refroidir une densité de flux de chaleur supérieure à $200 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ selon Nanocoolers.

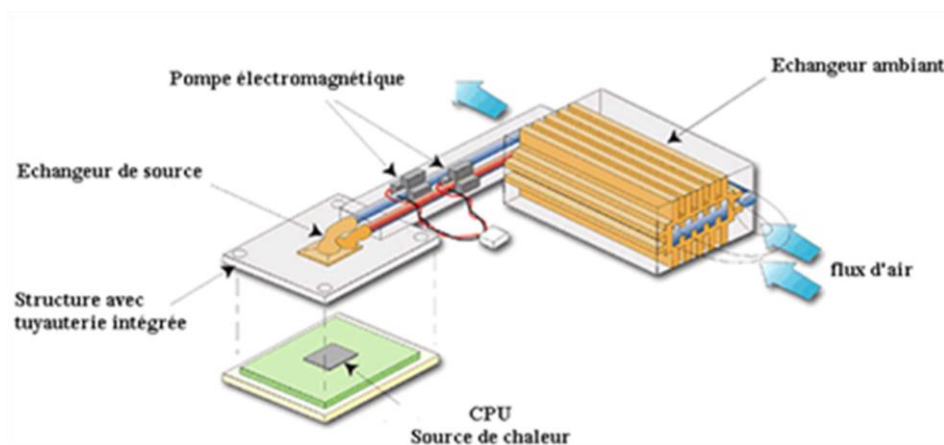


Figure II.11 : Boucle de refroidissement Nanocoolers.

Le volume de fluide est inférieur à 5 cm³ Le champ magnétique appliqué sur le canal circulaire, de diamètre intérieur 3 mm, est créé par deux aimant permanents (Figure II.12), le courant dans les électrodes est de 30 A.

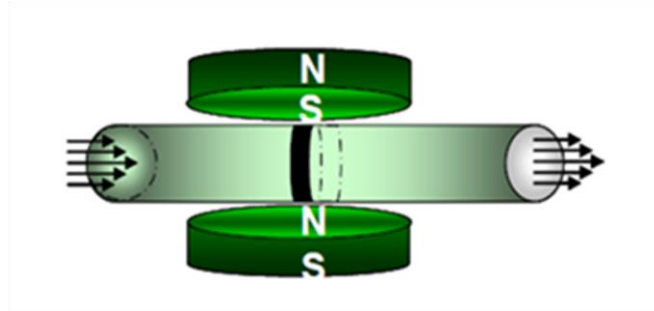


Figure II.12 : Pompe MHD DC fabriquée par Nanocoolers.

II.2.4. Le système Danamics :

Une autre société, DANAMICS, d'origine Danoise, a développé un système de refroidissement fonctionnant avec un sel fondu. Dans ce cas ils ont utilisé un alliage sodium potassium (NaK) comme fluide caloporteur. Le Tableau II.2 montre les propriétés physiques du NaK et celles de l'eau selon le site de Danamics.

Proprieties	NaK	Eau (H ₂ O)
Masse volumique (kgm^{-3})	855	998
Chaleur massique ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	982	4181
Conductivité thermique ($Wm^{-1}K^{-1}$) a 20°C	28	0.61
Point d'ébullition (°C)	≥500	≥100
Point de fusion (°C)	-12.6	≥0

Tableau II.2 : Propriétés physiques du NaK et de l'eau.

La Figure II.13 montre le refroidisseur complet commercialisé par la société Danamics.

Le choix de ce type de fluide est assez surprenant car il est très dangereux surtout lorsqu'il est en contact avec l'air ou avec l'eau, il devient alors explosif. Dans le cas du contact du fluide avec l'extérieur, la société Danamics annonce qu'il y aura des flammes ou une explosion du système. Ce système de refroidissement est dédié en particulier au refroidissement des microprocesseurs.



Figure II.13 : *Système de refroidissement Danamics.*

Chapitre III :

**Simulation numérique d'un dissipateur
de chaleur à ailette par Comsol
Multiphysics**

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous traitons la partie de calcul thermique, en simulant la performance thermique d'un dissipateur thermique à l'ailette cylindrique fabriquée en aluminium. Ce dernier est utilisé pour libérer la température d'un l'élément électronique en silicium qui atteint une puissance thermique constante de 40 [W], nous étudierons cette simulation en changeant la vitesse de l'air à trois valeurs (0,5, 1 et 2 [m/s]). Les résultats obtenus ont été présentés et discutés au chapitre IV.

III.2. Transfert de chaleur à travers une ailette (en régime stationnaire) :

III.2.1. Définition :

Rappelons l'expression de la loi de Newton, qui donne le flux convectif échangé entre un solide de surface S , la température superficielle uniforme T_p , et un fluide à la température T_f :

$$\dot{Q}_a = hS (T_p - T_f) \quad (\text{III.1})$$

La façon la plus économique d'augmenter le flux de chaleur consiste bien souvent à augmenter la surface S . Ceci peut être obtenu par la réalisation d'ailettes, la solution ayant pour avantage de limiter l'encombrement est l'augmentation de poids qui résultent de l'ajout de matière.

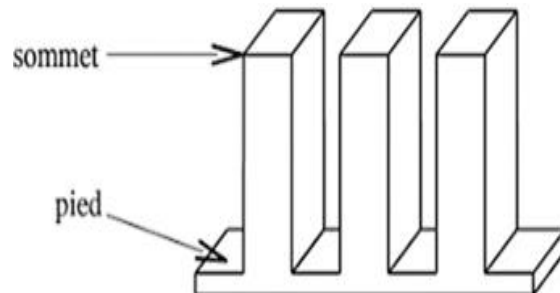


Figure III.1 : Exemple de surface d'une ailette.

Dans les applications, on a besoin de connaître le flux thermique $\dot{Q}_a$ échangé par une ailette. Or, le champ de température dans l'ailette étant à l'évidence multidimensionnel (en d'autres termes, la température dans l'ailette dépend de plusieurs variables d'espace), le flux thermique s'obtient par intégration sur la surface d'échange S_a de l'ailette est donné par :

$$\dot{Q}_a = \int \int_{S_a} h ds (T_p - T_f) \quad (\text{III.2})$$

Dans l'absolu, l'évaluation de cette intégrale nécessite de résoudre un problème de conduction thermique multidimensionnel, donc compliqué. Heureusement, dans la plupart des cas, il est

possible de supposer que la température est quasi-uniforme sur une section droite de l'aillette. En d'autres termes, on suppose que la température ne dépend que de z , distance comptée depuis le pied de l'aillette.

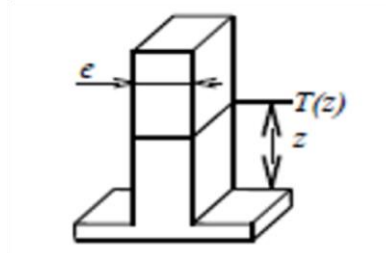


Figure III.2 : *hypothèse simplificatrice.*

En notant la plus petite dimension transversale de l'aillette et λ sa conductivité thermique, cette hypothèse est valable dès lors que la résistance à la conductivité thermique $r = \frac{e}{\lambda}$ est très inférieure

à la résistance thermique convective $\frac{1}{h}$. Le critère de validité s'écrit :

$$Bi = \frac{he}{\lambda} \ll 1 \quad (\text{III.3})$$

Bi est le nombre de Biot. Dans ce qui suit, on admettra que l'hypothèse selon laquelle la température ne dépend que de z est toujours vérifiée. En outre, on continuera à supposer que l'on se trouve en régime stationnaire.

III.2.2. Champ de température dans une ailette de section constante :

III.2.2.1. L'équation de la barre :

Le problème de la barre encastrée schématise le problème pratique important du refroidissement d'un solide par des ailettes. Considérons une barre de section constante (épaisseur e et largeur ℓ) encastrée entre 2 surfaces à température T_0 et baignant dans un fluide à température T_∞ .

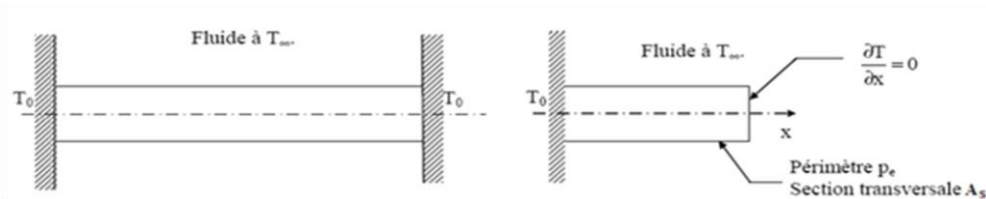


Figure III.3 : *Représentation d'un schéma simplifié d'une barre encastrée.*

La symétrie du problème montre l'existence d'un extrémum de la température au milieu de la Barre ce qui permet de simplifier la géométrie et de ne considérer qu'une demi barre avec condition de flux nul à l'extrémité située en contact avec le milieu à T_∞ (cf. figure III.3).

La barre est supposée de section suffisamment faible pour qu'il n'y ait pas de variation de température dans une même section droite à une distance x de l'encastrement dans la paroi à T_0 . Effectuons un bilan d'énergie sur le système constitué par la portion de barre comprise entre les abscisses x et $x+dx$ (nous retenons l'hypothèse du régime permanent et nous négligeons le rayonnement) :

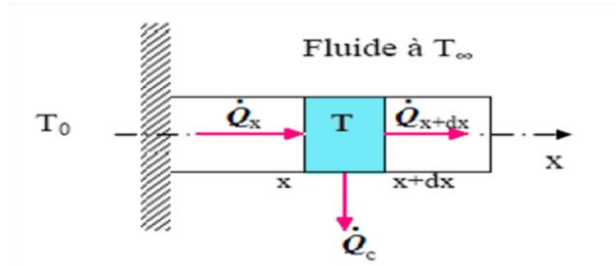


Figure III.4 : Représentation des flux élémentaires sur une barre encadrée.

Avec:

$$\dot{Q}_x \quad \text{Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse } x : \quad \dot{Q}_x = -\left(\lambda A_s \frac{dT}{dx} \right)_x$$

$$\dot{Q}_{x+dx} \quad \text{Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse } x+dx : \quad \dot{Q}_{x+dx} = \left(\lambda A_s \frac{dT}{dx} \right)_{x+dx}$$

$$\dot{Q}_c \quad \text{Flux de chaleur transmis par convection à la périphérie de la barre entre } x \text{ et } x+dx :$$

$$\dot{Q}_c = h \cdot p_e \cdot dx (T(x) - T_\infty)$$

$$\text{Le bilan d'énergie s'écrit: } \dot{Q}_c = \dot{Q}_{x+dx} - \dot{Q}_x$$

$$h \cdot p_e \cdot dx [T(x) - T_\infty] = \left(\lambda A_s \frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} - \left(\lambda A_s \frac{dT}{dx} \right)_x$$

Si λ et S sont indépendants de l'abscisse x , nous obtenons :

$$h.p_e [T(x) - T_\infty] = \lambda A_s \frac{\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} - \left(\frac{dT}{dx}\right)_x}{dx}$$

Donc $T(x)$ est solution de l'équation différentielle suivante appelée équation de la barre :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{h.p_e}{\lambda A_s} (T - T_\infty) = 0 \quad (\text{III.4})$$

III.2.2.2. Conservation du flux thermiques :

Appliquons le premier principe de la thermodynamique à une tranche d'épaisseur dz située à la coté z (représentée en noir sur la figure III.5).

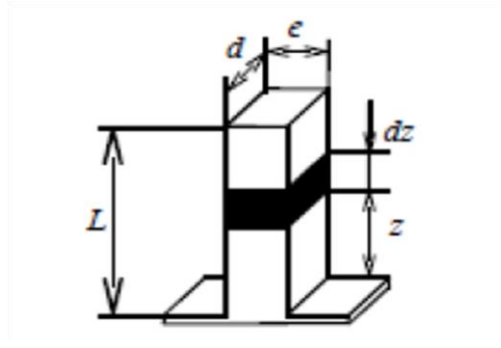


Figure III.5 : Définition du système thermodynamique utilisé.

Avec l'hypothèse de régime stationnaire, et en l'absence de tout travail, le premier principe de la thermodynamique impose que la somme algébrique des flux de chaleur qui entrent dans le système doit être nulle :

$$-\lambda \left. \frac{dT}{dz} \right|_z A_z + \lambda \left. \frac{dT}{dz} \right|_{z+dz} A_{z+dz} + hp dz (T_f - T_z) = 0 \quad (\text{III.5})$$

Le périmètre de l'aillette est noté p . La section de l'aillette à la cote z est notée A_z . L'aillette étant de section constante, on a : $A_z = A_{z+dz} = A$. Dans le cas d'une ailette rectangulaire telle que celle, on aurait $p = 2(d+e)$ et $A = ed$. Pour une ailette de section circulaire de diamètre D , on aurait $p = \pi D$, et $A = \frac{\pi D^2}{4}$. La suite de l'analyse s'applique à n'importe quelle ailette de section constante. Le développement de Taylor au 1er ordre de la dérivée spatiale de la température s'écrit:

$$\left. \frac{dT}{dz} \right|_{z+dz} = \left. \frac{dT}{dz} \right|_z + \left. \frac{d^2T}{dz^2} \right|_z dz \quad (\text{III.6})$$

En injectant cette relation dans la relation (III.1), il vient :

$$\frac{d^2T}{dz^2} = m^2 (T - T_f) \quad \text{avec} \quad m = \sqrt{\frac{hp}{\lambda A}} \quad (\text{III.7})$$

La quantité m , homogène à l'inverse d'une longueur, est appelée module de l'ailette.

III.2.2.3. Conditions aux limites :

Le champ de température dans l'ailette s'obtient donc en résolvant l'équation différentielle du 2ème ordre (III.7), avec les conditions aux limites appropriées en $z=0$ et $z=L$. En général, on peut supposer connue la température au pied de l'ailette [13].

$$T(z=0) = T_b \quad (\text{III.8})$$

Au sommet de l'ailette, on peut tenir compte d'un transfert de chaleur convectif, avec le même coefficient d'échange h que sur les faces latérales. La conservation du flux thermique à l'interface solide/fluide aboutit à :

$$\lambda \left. \frac{dT}{dz} \right|_{z=L} = h(T_f - T_{z=L}) \quad (\text{III.9})$$

Mais si l'ailette est suffisamment longue, la surface d'échange au sommet est négligeable devant celle des faces latérales. Il est alors possible de supposer le sommet adiabatique, ce qui a pour effet de simplifier légèrement les calculs. La condition à la limite s'écrit dans ce cas :

$$\lambda \left. \frac{dT}{dz} \right|_{z=L} = 0 \quad (\text{III.10})$$

Une solution consiste à supposer le sommet adiabatique (relation III.7), tout en utilisant une longueur corrigée, ce qui revient à « déplier » le sommet de l'ailette (cf. figure III.2). Cette correction a pour effet de reporter sur les faces latérales la surface d'échange que l'on perd en négligeant les transferts de chaleur au sommet [12].

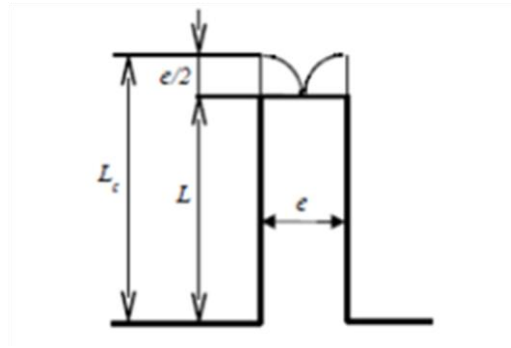


Figure III.6 : Correction de longueur.

III.2.2.4. Efficacité d'une ailette :

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur dissipé par l'ailette et le flux de chaleur qui quitterait la même surface s'il n'y avait pas d'ailette et si la température de base restait identique.

$$\eta = \frac{Q_{\text{ailette}}}{hA_t(T_s - T_\infty)} = \frac{\text{Taux de transfert de chaleur de l'ailette}}{\text{Taux de transfert de chaleur sans ailette}} \quad (\text{III.11})$$

Notations : h Coefficient de transfert thermique par convection [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

A_t Aire transversale de l'ailette (à la base) [m^2]

T_s Température de surface [K]

T_∞ Température du fluide [K]

Cas particulier de l'ailette infinité :

$$\varphi_a = \frac{\sqrt{h\lambda P A_t} (T_s - T_\infty)}{hA_t (T_s - T_\infty)} = \sqrt{\frac{\lambda P}{hA_t}} \quad (\text{III.12})$$

Donc, l'efficacité d'une ailette augmente si :

- 1)- La conductivité thermique λ augmente ;
- 2)- Le coefficient de transfert thermique par convection h diminue ;
- 3)- Le rapport augmente P/A_t (ailette mince).

Interprétation de l'efficacité d'une ailette :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{aillette}}}{hA_t(T_s - T_\infty)} = \frac{1}{hA_t} \frac{\dot{Q}_{\text{aillette}}}{(T_s - T_\infty)} = \frac{R_{th\text{conv}}}{R_{th\text{cond ailette}}} \quad \text{car} \quad \dot{Q} = \frac{1}{R_{th}} \Delta T \quad (\text{III.13})$$

Notations : $R_{th\text{conv}}$ Résistance attribuable à la convection à la base.

$R_{th\text{cond ailette}}$ Résistance de l'ailette.

Ainsi, l'efficacité d'une ailette peut être vue comme étant le rapport entre deux résistances. Si l'ailette sert à augmenter le transfert thermique, il faut que la résistance de l'ailette soit supérieure à celle attribuable à la convection à la base.

III.2.2.5. Rendement d'une surface ailettes :

Le rendement d'une ailette est défini comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel de l'ailette et le taux de transfert thermique de l'ailette qui existerait si elle était toute à la température de la base.

$$\eta_a = \frac{\dot{\phi}_{\text{aillette}}}{hA_{\text{tot surf}}(T_s - T_\infty)} = \frac{\text{Taux de transfert de chaleur de l'ailette}}{\text{Taux de transfert de chaleur maximal de l'ailette}} \quad (\text{III.14})$$

Notations : h coefficient de transfert thermique par convection [W/ m²K]

$A_{\text{tot surf}}$ Aire totale de la surface de l'ailette [m²]

T_s Température de surface [K]

T_∞ Température du fluide [K]

Cette notion de rendement est plus rationnelle et plus utilisée que celle d'efficacité. En effet, la dernière condition de l'efficacité : “et si la température de base restait identique” recèle le point faible de cette notion d'efficacité, dans la réalité, la température de base peut modérément changer si l'on enlève l'ailette [11].

En nous plaçant dans les conditions d'une ailette de longueur finie avec extrémité isolée (ou si le flux en bout de l'ailette est négligeable) :

$$\eta_a = \frac{\sqrt{hP \lambda A_t} (T_s - T_\infty) \tanh(ml)}{hPl (T_s - T_\infty)} = \sqrt{\frac{hA_t}{hP}} \frac{\tanh(ml)}{l} = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (\text{III.15})$$

III.3 Présentation du logiciel de simulation Comsol-Multiphysics :

III.3.1 Définition :

COMSOL-Multiphysics est un logiciel de simulation par éléments finis (FEM) permettant de résoudre tout type de problème pouvant être décrit par des équations aux dérivées partielles. Dans ce logiciel, les équations différentielles sont exprimées dans des petits volumes permettant leur expression sous forme de différences simples et transformant le problème continu en un problème comportant un nombre fini d'équations et d'inconnues pouvant se résoudre avec des techniques d'algèbre linéaire.

III.3.2 Avantages de conception avec Comsol-Multiphysics :

Le principal but de la création de COMSOL-Multiphysics est d'avoir un logiciel où les scientifiques et les ingénieurs peuvent formuler, à l'aide de l'interface utilisateur, n'importe quel système d'équations aux dérivées partielles (EDP) sur la base des lois de la physique et surtout de se baser sur les zones les plus communes dans la physique et en engineerings. Cette interface est basée sur un interpréteur d'équation qui formule une discrétisation par éléments finis, par le système entièrement couplé. Des interfaces de modélisation prédéfinies pour les différents domaines de la physique appliquée, y compris des couplages multi physiques. Grâce à la technologie sous-jacente, les propriétés, les sources, les puits et les conditions aux limites peuvent être des fonctions des variables modélisées et leurs dérivées partielles.

III.3.3 L'interface utilisateur de Comsol-Multiphysics :

L'interface de COMSOL, peut être séparée en quatre parties comme m'indique la figure III.7 ci-dessous :

À gauche, on trouve le Model Builder ① dans lequel est défini le problème à étudier. Dans le détail, le menu Global Définitions regroupe notamment les variables et les paramètres du problème. Dans le menu Component 1 sont définis le système de coordonnées (Définitions) par défaut le système cartésien, la géométrie (Geometry), les matériaux (Materials), la ou les physique(s) appliquées aux problèmes et le maillage (Mesh). Le menu suivant Study 1 permet de définir les paramètres de résolutions, (stationnaire ou dépendant du temps), ainsi que les options du solveur. Finalement, le menu Results regroupe l'ensemble des options de post-traitement des données.

La colonne directement à droite ② (Setting) permet d'entrer les données relatives aux options sélectionnées dans le Model Builder. Par exemple, les dimensions de l'objet créé dans Geometry. C'est aussi dans cette fenêtre que les valeurs initiales et les conditions frontières de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis.

En haut à droite, l'interface d'affichage graphique Graphics ③ permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. Au haut de cette fenêtre se trouvent les options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, cacher certains éléments, etc.

Les options permettant de sélectionner des objets, des domaines, des frontières ou des points se retrouvent aussi au haut de cette fenêtre.

Finalement, directement au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, une fenêtre ④ permet de visualiser les éventuels messages d'erreurs, la progression des simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

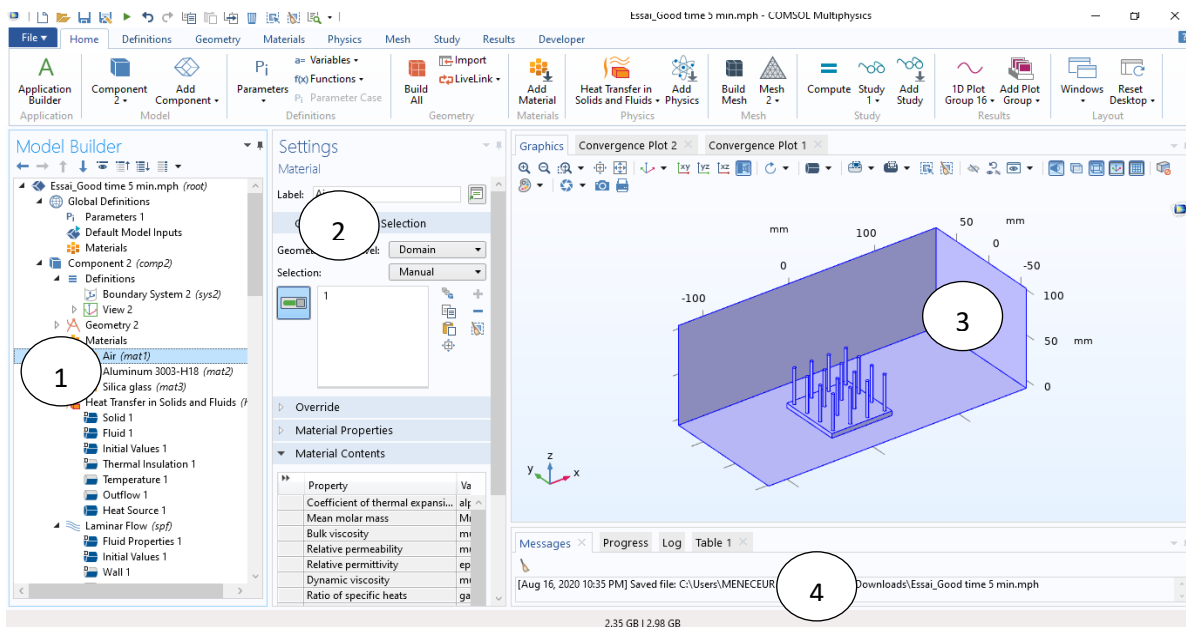


Figure III.7: L'interface du logiciel de simulation - Comsol-Multiphysics.

III.3.4. Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics :

Dans notre projet on va passer étape par étape commençant par la création de la géométrie du modèle à concevoir. Après avoir dessiné notre modèle on doit rajouter les caractéristiques de la matière à chacune des formes. Les conditions aux limites et les paramètres du modèle sont rajouté.

La modélisation avec COMSOL Multiphysics se résume en 5 étapes :

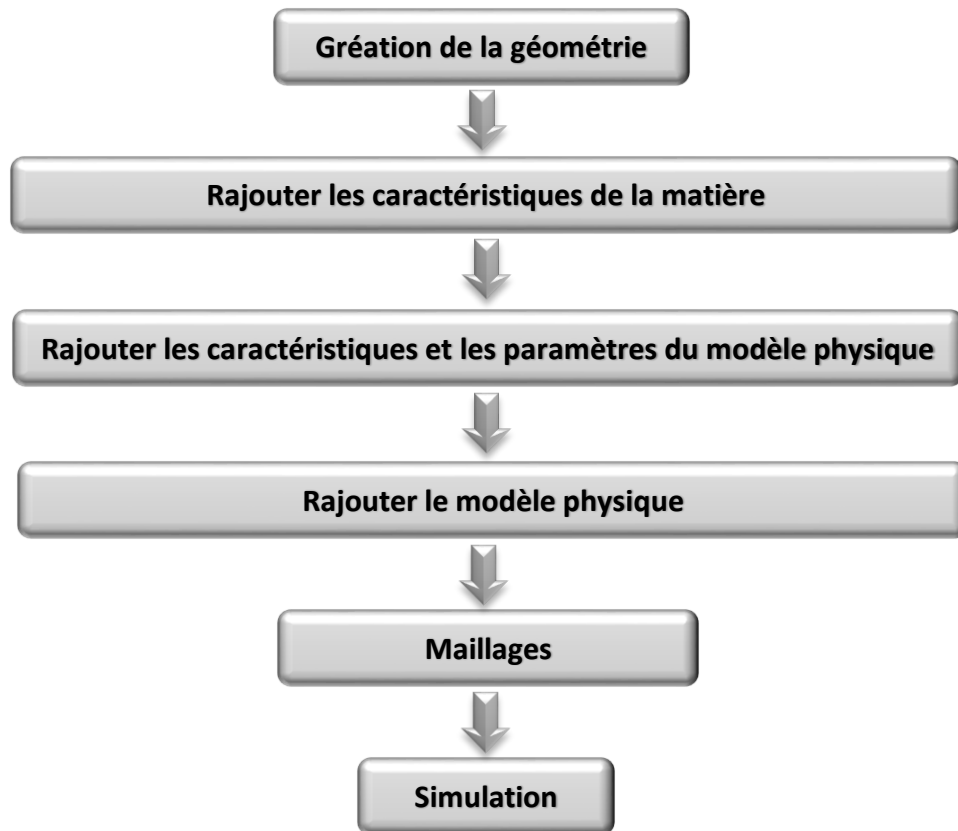


Figure III.8 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.

III.4. Présentation du modèle :

III.4.1. Description du problème :

Il s'agit de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant une plaque électronique muni d'un dissipateur à ailettes cylindriques en aluminium. Dans cette approche numérique nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air au sein du canal et à travers la plaque électronique et le dissipateur (figure III.9).

L'objectif est multiple, premièrement c'est de déterminer sous les conditions d'un flux imposé dissipé par le composant et une vitesse de l'air connue à l'entrée du canal, la performance

thermique de notre système, et savoir la valeur de la température du composant électronique. Deuxièmement, c'est discuté les effets de l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée sur la phénoménologie entière du système.

Pour déterminer l'effet de la vitesse de l'air sur la valeur ou l'efficacité du transfert de chaleur de la source de chaleur, un modèle simple a été développé pour un dissipateur de chaleur à ailette cylindrique qui transfère la chaleur de la source de chaleur au milieu de refroidissement, et la dispersion est formée à partir de la base des rectangles parallèles surmontés d'ailettes en aluminium. Les différentes étapes entreprises pour modéliser et traiter notre problématique au moyen du COMSOL Multiphysics sont représentées ci-après (voir figures III.10 - III.11).

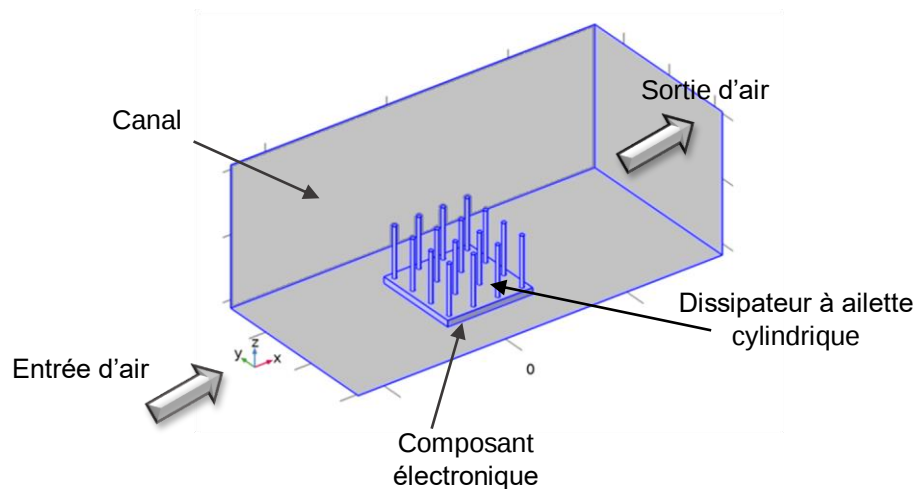


Figure III.9 : Schéma du système de refroidissement simulé avec COMSOL.

III.4.2. Géométrie :

Les dimensions de notre système sont données au tableau III.5 ci-dessous :

Dimension	Valeur
Longueur du canal	300 mm
Largeur du canal	114 mm
Hauteur du canal	110 mm
Longueur du composant électronique	3 cm
Epaisseur du composant électronique	2 mm
Base du dissipateur	70x70 mm
Epaisseur de la base du dissipateur	5 mm
Rayon de l'ailette cylindrique d'aluminium	2,5 mm
Longueur de l'ailette cylindrique	4 cm
Nombre d'ailettes en mousse d'aluminium	16

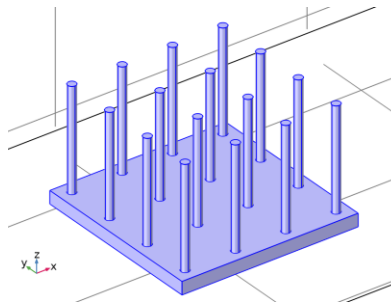


Figure III.10 : *Géométrie de dissipateur thermique à ailette cylindrique.*

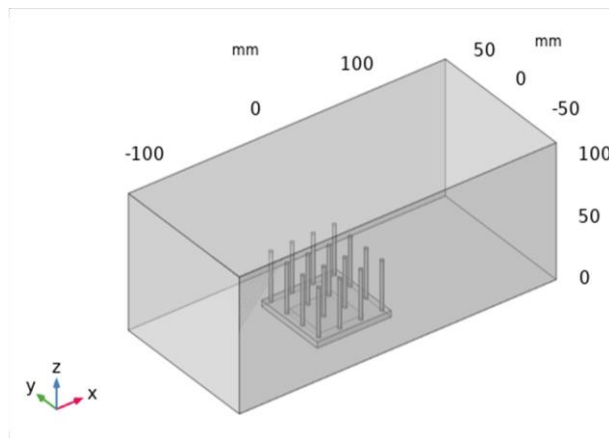


Figure III.11 : *Représentation du volume de contrôle.*

III.4.3. Hypothèses simplificatrices :

Pour une formulation simple du modèle mathématique nous allons considérer les hypothèses suivantes :

- Le milieu poreux est isotrope et homogène.
- Le fluide qui s'écoule est Newtonien, visqueux et incompressible.
- L'écoulement d'air à travers le canal est laminaire.
- La dispersion thermique est négligeable.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- Les interactions entre les transferts de chaleur et de masse connues sous le nom d'effets Soret et Dufour respectivement sont négligeables.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide (autres que la masse volumique) sont constantes et sont évaluées à la température et à la concentration de référence. Cependant la densité du fluide dans le terme de la force de gravité varie linéairement avec la température et la concentration et elle est donnée par l'approximation de Boussinesq. Cette approximation

est en général valable si la différence maximale de la température dimensionnelle dans le canal divisé par la température maximale dimensionnelle est inférieure à 1/3.

III.4.4. Formulation mathématique :

En tenant compte de toutes les hypothèses considérées ; le système d'équations locales différentielles aux dérivées partielles de conservation de continuité, du mouvement de fluide décrivant ce problème dans la zone d'échange thermique est donné par :

- L'équation de continuité :

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \quad (\text{III.16})$$

- Les équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{V} - \frac{\mu}{\lambda} \vec{V} - \frac{\varepsilon C_f}{\lambda^{1/2}} |\vec{V}| \quad (\text{III.17})$$

- L'équation de conservation de l'énergie de la phase fluide :

$$\varepsilon (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C_p)_f \vec{V} \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot ((k_f + k_d) \nabla T_f) + h(T_s - T_f) \quad (\text{III.18})$$

- L'équation de conservation de l'énergie de la phase solide :

$$(1 - \varepsilon) (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon) \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) + h(T_f - T_s) \quad (\text{III.19})$$

Le système d'équations locales différentielles aux dérivées partielles de conservation de continuité, du mouvement de fluide décrivant ce problème dans la zone fluide (écoulement d'air) est donné par :

- L'équation de continuité :

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \quad (\text{III.20})$$

- Les équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\rho_f} \nabla^2 \vec{V} \quad (\text{III.21})$$

- L'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T_f = \alpha_f \nabla^2 T_f \quad (\text{III.22})$$

III.4.5. Condition aux limites :

Toutes les conditions limites dans le présent modèle sont définies en utilisant les conditions items de type Neumann qui spécifient le flux de chaleur extérieur, $n \cdot (K \nabla(T))$, où n est la normale de la surface extérieure. Sur les surfaces extérieures du dissipateur de chaleur, le flux de chaleur extérieur est égal au flux de chaleur convectif, $h(T_{inf} - T)$, où h désigne le coefficient de transfert de chaleur et T_{inf} est la température de l'environnement. Aux limites de symétrie du domaine de calcul, le flux de chaleur vers l'extérieur est mis à zéro. Aucun transfert de chaleur par rayonnement ou la présence de sources de chaleur de surface / évier n'est considéré.

Les équations différentielles de la simulation sont résolues avec les conditions initiales aux limites suivantes :

▪ La condition initiale :

➤ $t = 0 :$ $u = v = w = 0, T = T_0, P = P_0$ (III.23)

➤ En amont du canal : (vitesse imposée)

$$\begin{cases} x = 0, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H \\ u = u_0, v = w = 0, T = T_0, P = P_0 \end{cases} \quad (III.24)$$

➤ En aval du canal : (pression imposée)

$$x = L, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H, P = P_0 \quad (III.25)$$

➤ Aux bords du canal : (adhérence à la paroi et isolation thermique)

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (III.26)$$

➤ A la surface du composant électronique : (flux thermique imposé)

$$q_{source} = 40 \text{ [W]}$$

➤ L'échange de chaleur en solide et fluide :

• En solide : l'aluminium et Silica glass

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (III.27)$$

$$q = -\lambda \nabla T \quad (III.28)$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du matériau.

ρ : Masse volumique.

C_p : Capacité thermique à pression constante.

- En fluide : le domaine de l'air

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pl + \lambda] + F \quad (\text{III.29})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.30})$$

Condition à l'interface :

- Isolation :
 - Toutes les frontières sont isolés ($-n \cdot q = 0$).
- Valeur initial :
 - La température de toutes domaines est $T = T_0 = 293.15$ [K].
 - La vitesse d'entrée d'air dans le volume de contrôle est variable $U_0 = V = 0.5, 1$ et 2 [m/s].

III.4.6. Maillage :

Nous avons choisi pour notre modèle de simulation sous COMSOL Multiphysics, un maillage à élément triangulaire simple de type coarse avec 31304 éléments (voir la figure III.12). Le choix d'un maillage qui nécessite un temps de calcul réduit représente la solution optimale.

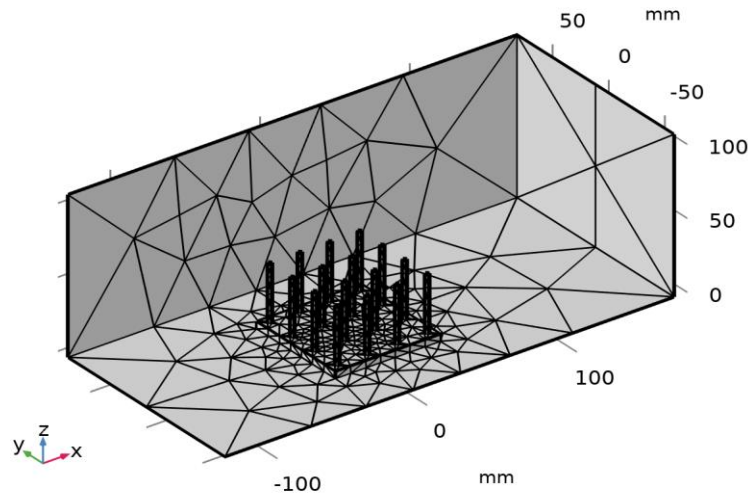


Figure III.12 : Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol.

III.5. Matériaux utilisés et leurs caractéristiques :

Pour bien représenter le phénomène du transfert de la chaleur dans le dissipateur et le rapprocher de la réalité, on choisit le matériau de l'Aluminium (3003-H18) comme matériau du dissipateur, on a défini les propriétés de ce matériau, comme la valeur de la capacité calorifique à pression constante, la masse volumique, la conductivité thermique et le coefficient de diffusion. Ses paramètres seront utilisés par COMSOL Multiphysics. Les caractéristiques de la matière sont représentées par le tableau III.2. Dans ce modèle de simulation, on a choisi aussi le silica glass (matière de source thermique), et tout ça à l'intérieur de volume contrôle.

»	Material	Selection
	Air (mat1)	Domain 1
	Aluminum 3003-H18 (mat2)	Domains 2–6, 8–19
	Silica glass (mat3)	Domain 7

III.5.1. Caractéristique de l'aluminium 3003-H18 :

»	Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒	Heat capacity at constant pressure	Cp	893[J/(kg*K)]	J/(kg-K)	Basic
☒	Density	rho	2730[kg/m...]	kg/m ³	Basic
☒	Thermal conductivity	k_iso ; kii...	155[W/(m*...]	W/(m-K)	Basic
	Relative permeability	mur_iso ; ...	1	1	Basic
	Electrical conductivity	sigma_is...	2.326e7[S/m]	S/m	Basic
	Coefficient of thermal expansion	alpha_iso...	23.2e-6[1/K]	1/K	Basic
	Relative permittivity	epsilon_r...	1	1	Basic
	Dynamic viscosity	mu	8.45*10^-6	Pa-s	Basic
	Young's modulus	E	69e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Poisson's ratio
	Poisson's ratio	nu	0.33	1	Young's modulus and Poisson's ratio

III.5.2. Caractéristique pour silice glass :

»	Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒	Heat capacity at constant pressure	Cp	703[J/(kg*K)]	J/(kg-K)	Basic
☒	Density	rho	2203[kg/m...]	kg/m ³	Basic
☒	Thermal conductivity	k_iso ; kii...	1.38[W/(m*...]	W/(m-K)	Basic
	Relative permeability	mur_iso ; ...	1	1	Basic
	Electrical conductivity	sigma_is...	1e-14[S/m]	S/m	Basic
	Coefficient of thermal expansion	alpha_iso...	0.55e-6[1/K]	1/K	Basic
	Relative permittivity	epsilon_r...	3.75	1	Basic
	Dynamic viscosity	mu	2.6*10^-5	Pa-s	Basic
	Young's modulus	E	73.1e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Poisson's ratio
	Poisson's ratio	nu	0.17	1	Young's modulus and Poisson's ratio
	Refractive index, real part	n_iso ; nii...	1.45	1	Refractive index
	Refractive index, imaginary part	ki_iso ; kii...	0	1	Refractive index

III.5.3. Caractéristique pour l'air :

Property	Variable	Value	Unit	Property group
☒ Dynamic viscosity	mu	eta(T)	Pa-s	Basic
☒ Density	rho	rho(p,T)	kg/m ³	Basic
Coefficient of thermal expansion	alpha_iso...	alpha_p(p,T)	1/K	Basic
Mean molar mass	Mn	0.02897	kg/mol	Basic
Bulk viscosity	muB	muB(T)	Pa-s	Basic
Relative permeability	mur_iso ;...	1	1	Basic
Relative permittivity	epsilononr_...	1	1	Basic
Ratio of specific heats	gamma	1.4	1	Basic
Electrical conductivity	sigma_is...	0[S/m]	S/m	Basic
Heat capacity at constant pressure	Cp	Cp(T)	J/(kg-K)	Basic
Thermal conductivity	k_iso ; kii...	k(T)	W/(m-K)	Basic
Speed of sound	c	cs(T)	m/s	Basic
Refractive index, real part	n_iso ; nii...	1	1	Refractive index
Refractive index, imaginary part	ki_iso ; kii...	0	1	Refractive index
Parameter of nonlinearity	BA	(def.gamma+1)/2	1	Nonlinear model

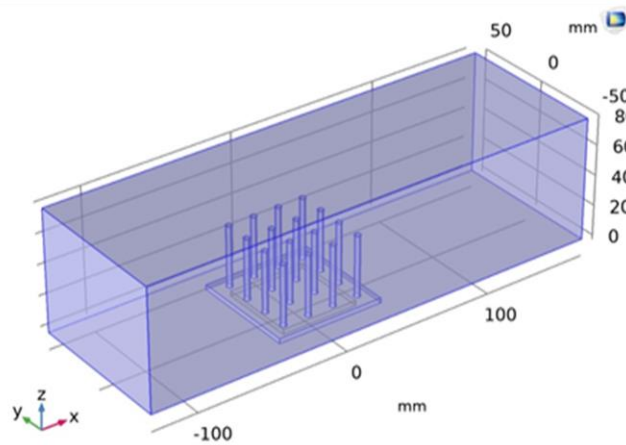


Figure III.13 : Caractéristique de l'air (volume de contrôle).

III.6. Conclusion :

Après avoir terminé la simulation du dissipateur dans les conditions nécessaires COMSOL, nous présenterons ses résultats au chapitre V, que le chapitre suivant est une étude expérimentale du processus de refroidissement du dissipateur thermique dans les mêmes conditions l'étude théorique.

Chapitre IV :

Etude expérimental

IV.1. Introduction :

Cet exemple reproduit des parties d'une étude sur la résistance de contact thermique à l'interface entre un dissipateur de chaleur et un boîtier électronique. Le rendement du dispositif dépend du refroidissement des ailettes et du transfert de chaleur de l'emballage vers le dissipateur de chaleur. Cette application se concentre sur le transfert de chaleur à travers l'interface de contact où quatre paramètres influencent la résistance thermique de contact, la pression de contact, la micro-dureté du matériau, la rugosité de surface et la pente de rugosité de surface.

IV.2. L'objectif :

L'objectif de l'étude expérimentale est à la fois de valider les modèles numériques et de comparer l'efficacité des différentes vitesses.

Nous sommes basés sur la variations des vitesses de l'air par un ventilateur de soufflage et les températures de la base, le milieu, et en haut du dissipateur.

Nous avons commencé par une géométrie préliminaire (standard) consiste à une plaque en aluminium avec une épaisseur de 5mm (70X70mm) et 16 ailettes (voir figure 01(B) et tableau 01) par la suite nous avons fait des variations sur la vitesse d'air pour trouver la vitesse optimale qui donne un bon transfert thermique.



(A): source chaude

(B): dissipateur

Figure IV.1 : Schéma de dissipateur à ailette.

	l	L	h
dissipateur	70	70	05
Canal	30	15	12
ventilateur	70	70	

Tableau IV.1 : Tableau des dimensions en(mm).

IV.3. Dispositif expérimental :

Le banc d'essais expérimental (figure 02) est constitué d'un ventilateur de soufflage horizontale (1), d'un dissipateur de chaleur (2) et d'un ensemble d'instruments et d'appareils de mesure. Le ventilateur axial (1) de 70 mm de diamètre, alimenté par une tension continue (9). Le régulateur de vitesse type PWM (6) pour assurer des vitesses variables, génère un jet d'air impactant. La vitesse de rotation du ventilateur varie avec la carte PWM (le variateur de vitesse). L'écoulement de l'air est acheminé depuis le ventilateur jusqu'au dissipateur de chaleur via un conduit en plexiglas (4), pour éviter les déperditions de l'air. Le dissipateur de chaleur à ailettes planes à mini-canaux circulaires (2), est en aluminium, dont les dimensions sont présentées dans le tableau 1. Une source de chaleur (figure01 (A)) de 40 watt et 50 x50 (mm²) simulant une carte électronique de puissance, est fixée à la base du radiateur et entourée d'un isolant pour minimiser les déperditions thermiques (laine de verre). Une pâte thermique est utilisée pour assurer le bon contact entre la source de chaleur et le radiateur. Un thermomètre (6) à six sondes de type (PTC $\pm$ 3%), est destiné à l'affichage des températures par les trois sondes fixées sur l'ailette choisi et deux autres sondes dans l'entrée et la sortie de tunnel. Un anémomètre à fil de marquée LUTRON AM-4206M destiné à mesurer la vitesse de l'écoulement et enfin un variateur de vitesse linéaire par PWM (Pulse Width Modulation) destiné à régler la vitesse de ventilateur, conduit en plexiglas et radiateur, est fixé sur la planche.

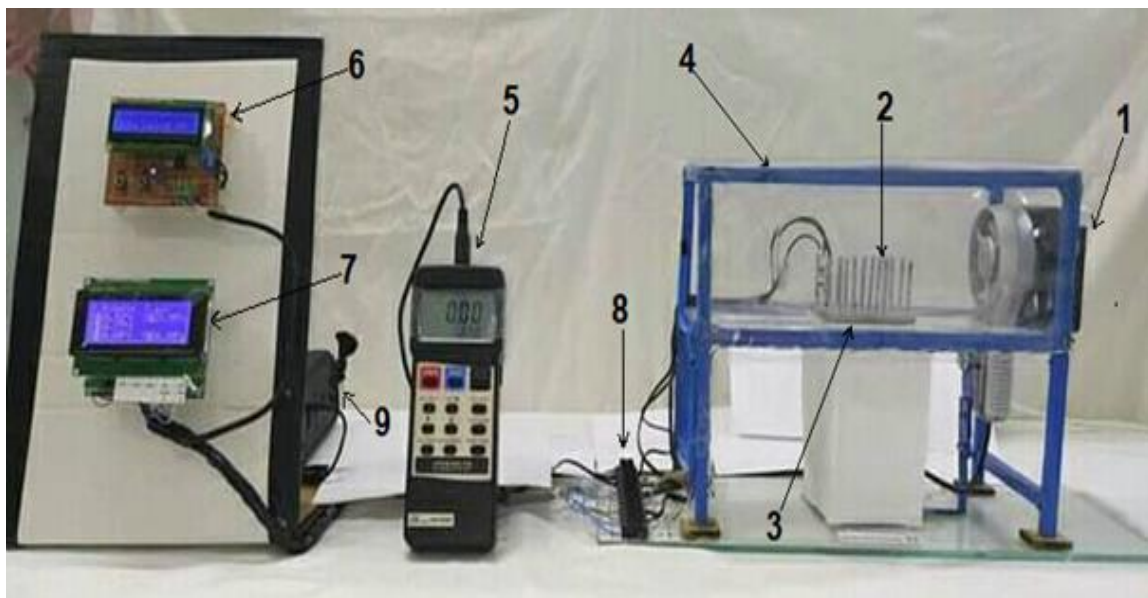


Figure IV.2 : Schéma de banc d'essais expérimental.

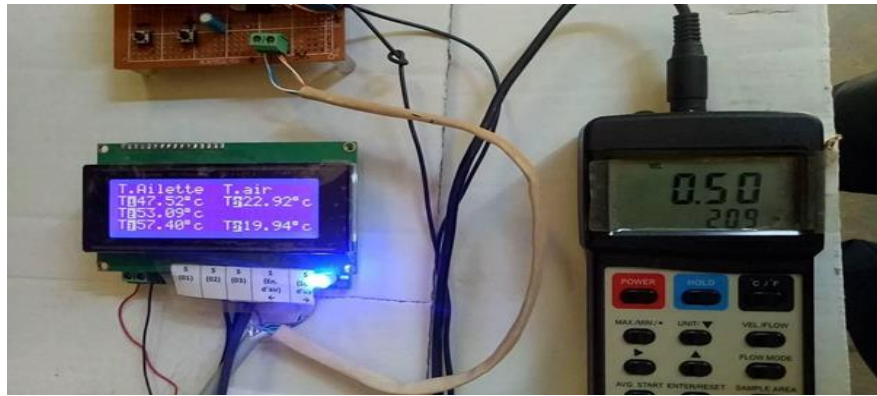


Figure IV.3 : Exemple relever valeurs des températures dans un intervalle du temps de 5 minutes (expérience 01. $V = 0.5 \text{ m/s}$).

IV.4. Les résultats :

Les résultats sont présentés dans les tableaux suivants:

Temps / Température	0 min	5 min	10 min	15 min
Sonde 01	20	58.52	86.24	96.04
Sonde 02	20	53.94	80.78	90.98
Sonde 03	20	48.13	73.42	82.14
T _{entré}	20	20.10	19.78	20.02
T _{sortie}	20	23.65	24.14	24.63

Tableau IV.2 : les températures mesurées de l'aillette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 0.5 m/s.

Temps / Température	0 min	5 min	10 min	15 min
Sonde 01	20	57.40	87.88	95.50
Sonde 02	20	53.65	82.14	89.61
Sonde 03	20	48.38	74.22	81.45
T _{entré}	20	19.62	20.82	20.82
T _{sortie}	20	24.38	27.27	28.78

Tableau IV.3 : les températures mesurées de l'aillette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 1 m/s.

Temps / Température	0 min	5 min	10 min	15 min
Sonde 01	20	50.27	65.21	70.20
Sonde 02	20	48.75	62.51	67.28
Sonde 03	20	42.97	55.70	60.20
T _{entré}	20	20.18	21.23	21.95
T _{sortie}	20	23.98	25.53	27.02

Tableau IV.4 : les températures mesurées de l'aillette de dissipateur dans différentes positions de la sonde, pour une vitesse de 2 m/s.

IV. 5 Conclusion

Cette étude expérimentale montre les différents essais réalisés sur un dispositif d'un dissipateur thermique à ailette construite au laboratoire. Ces essais montrent l'influence des différents paramètres comme : la température ambiante, la température de l'air, la résistance de contact et la vitesse d'écoulement d'air sur les caractéristiques et les performances thermiques de dissipateur.

Les résultats obtenus montrent que les performances d'un dissipateur thermique (efficacité) augmentent avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air.

Chapitre V :

Analyse et discussions des résultats

V.1. Introduction :

Le but de la friction est d'étudier et de construire des modèles pour imiter un système réel existant, dans le but d'examiner les résultats attendus. L'étude expérimentale vise également à vérifier les résultats obtenus dans l'étude numérique et à comparer l'efficacité des différentes vitesses.

Dans ce chapitre, nous examinerons, discuterons, interpréterons et comparerons les résultats de l'étude expérimentale.

V.2. Résultats et discussion :

V.2.1. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de l'ailette :

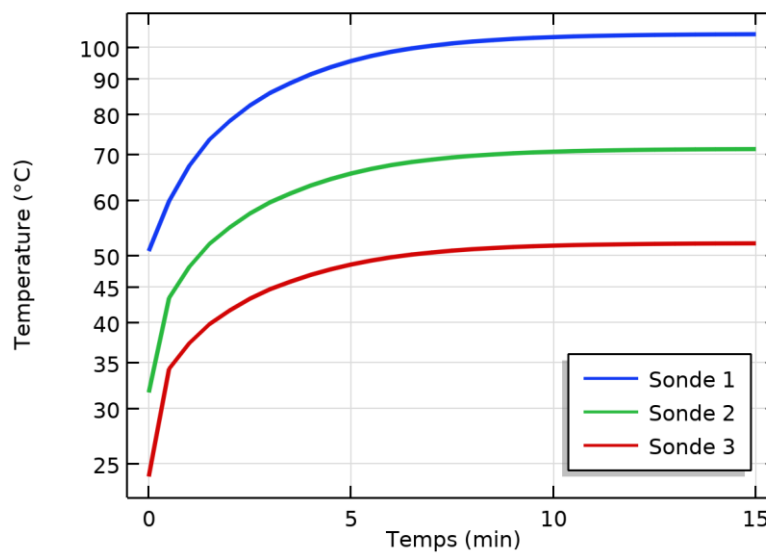


Figure V.1 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air $0,5 \text{ (m/s)}$.

Les figures V.1, V.2 et V.3 représentent les variations de température en fonction du temps pour trois positions d'ailettes. Dans les trois figures nous observons que pour un intervalle de temps initial de 0 à 5 minutes, une augmentation rapide des températures, puis une lente augmentation jusqu'à ce qu'elle soit fixée dans la période de temps (5→15 min). On remarque également que (sonde 1) est plus chaude que (sonde 2,3) car il est situé à la base du dissipateur thermique, qui est proche de composant électronique (source de chaleur).

À partir des quatre aspects nous concluons qu'avec l'augmentation de la vitesse du flux d'air la dissipation thermique augmente.

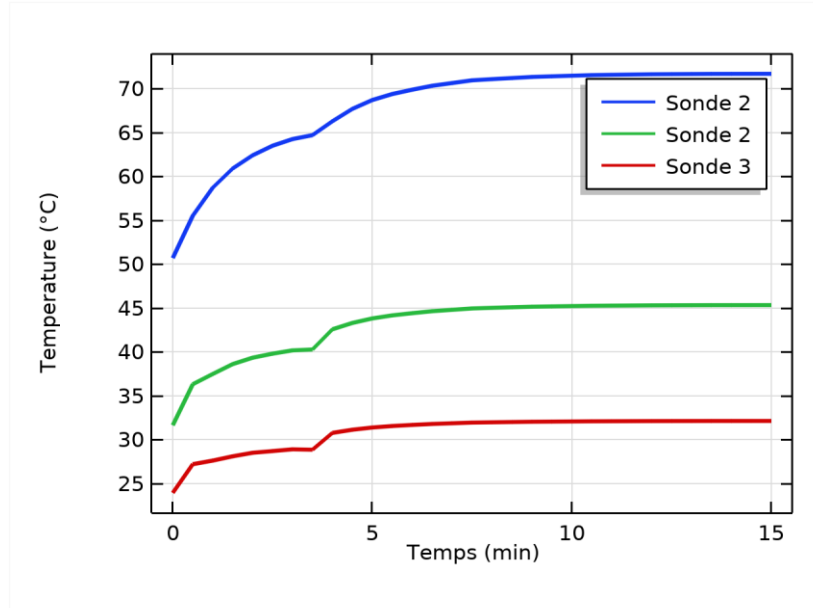


Figure V.2 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 1 (m / s).

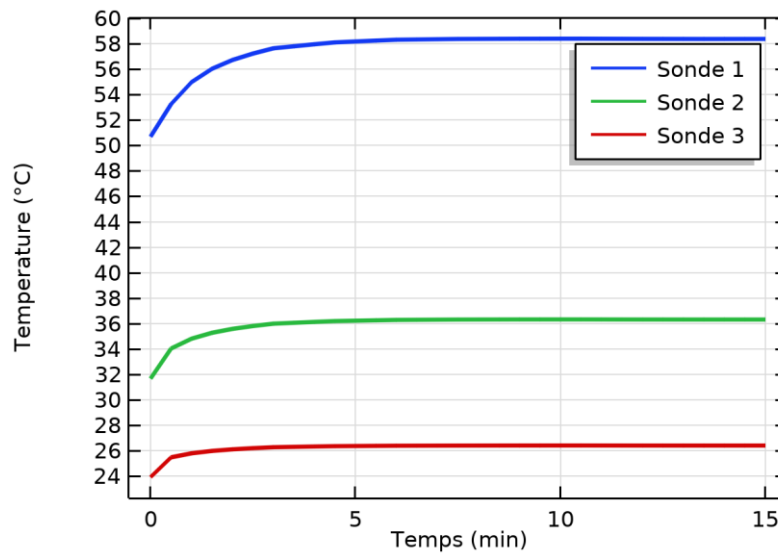


Figure V.3 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 1,5 (m / s).

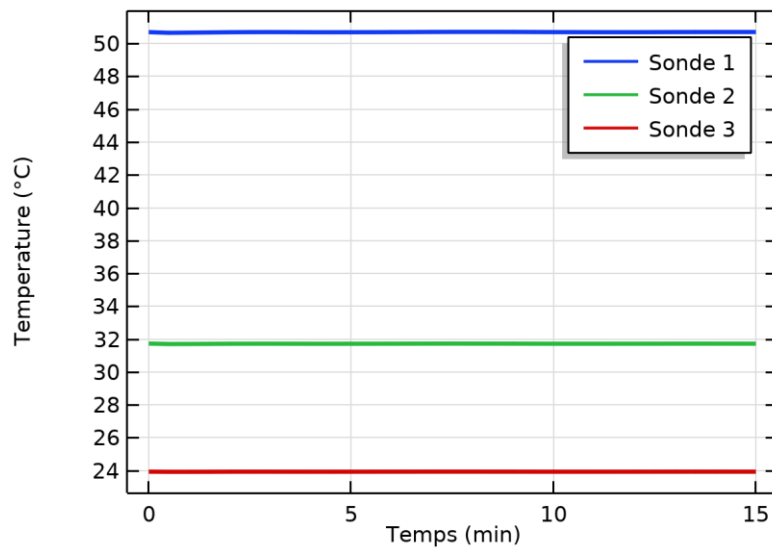


Figure V.4 : Evolution de la température d'ailette en fonction du temps pour les trois positions de la sonde, avec une vitesse d'écoulement d'air 2 (m / s).

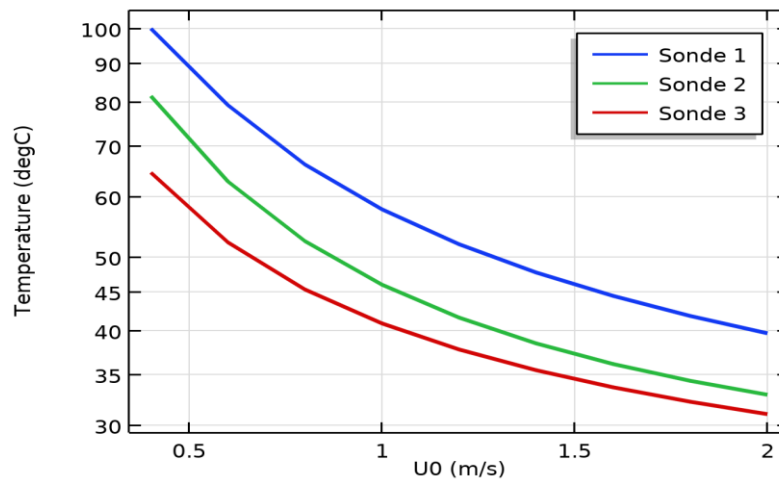


Figure V.5 : Variation de la température d'ailette en fonction de la vitesse d'écoulement d'air. Pour différentes niveaux de sonde.

La figure V.5 représente les changements de température en termes de vitesse de l'air aux différents niveaux de l'ailette, On remarque que l'orientation des courbes est descendante ou déclinée, La cause de cette diminution de température des niveaux de sonde est l'augmentation de la vitesse de l'air.

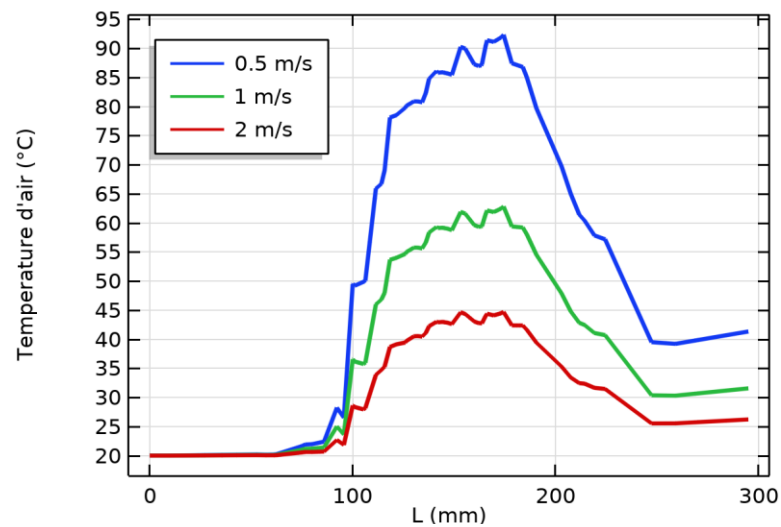
V.2.2. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de milieu de canal :

Figure V.6 : *Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 1.*

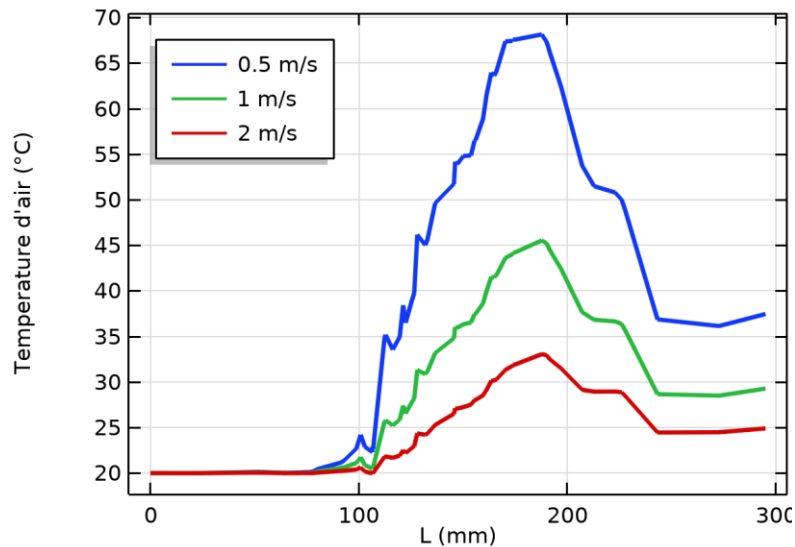


Figure V.7 : *Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 2.*

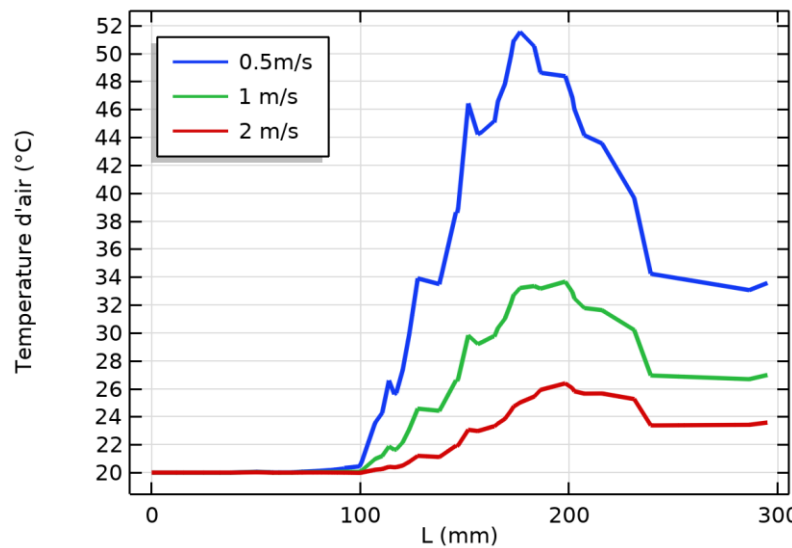


Figure V.8 : Variation de la température d'air à travers le canal, pour différentes vitesses d'écoulement dans une période de 15 min. position de la sonde 3.

Les figures V.6, V.7 et V.8 représentent la variation de la température d'air à travers le canal pour différentes positions de la sonde. On observe sur ces figures que, l'augmentation de la température du dissipateur thermique dans le canal à la distance de longueur 100 à 200 mm. Nous remarquons aussi une augmentation rapide de la température dans la sonde 1. Et nous voyons également une augmentation modérée de la sonde 2, et dans la sonde 3 l'augmentation de la température était plus lente. Ce phénomène à cause des différentes positions de sondes.

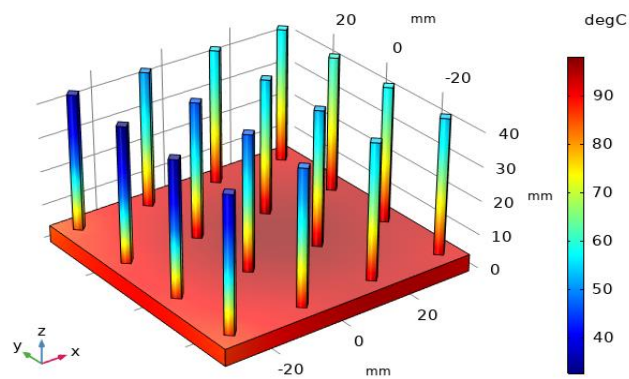
Nous remarquons également que, d'après les données l'augmentation de la vitesse du flux d'air, la température d'air diminue, cette variation s'explique par la variation de coefficient de transfert de chaleur à travers le canal.

V.2.3. Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur la température de dissipateur :

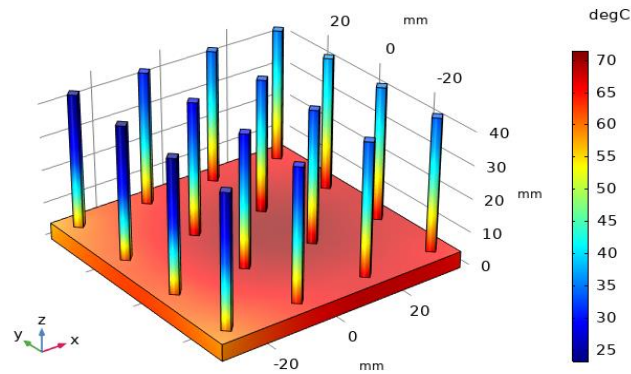
La distribution de la température du dissipateur thermique pour différentes vitesses d'air pendant les trois périodes du temps (5,10 et 15 minutes) est illustrée aux figures V.9, V.10 et V.11. On constate une très légère augmentation de la diffusion de la chaleur pour les deux périodes du temps de 10 et 15 minutes par rapport la période du temps de 5 minutes.

On note que la distribution de la chaleur dans les ailettes de dissipateur était élevée lorsque la vitesse d'écoulement d'air égale à 0,5 m/s, et moins répandu en 01 m/s et faible en 02 m/s, cela est expliqué par l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur par la vitesse d'écoulement de

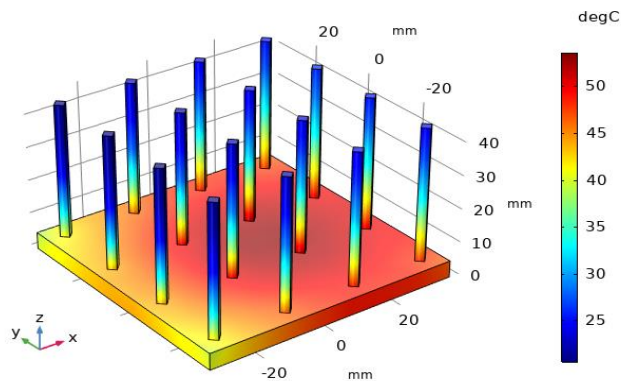
l'air. On remarque également aussi que les ailettes avant sont plus froides que les ailettes suivantes (progressivement), car elles sont directement exposées au flux d'air.



$V = 0,5 \text{ (m/s)}$

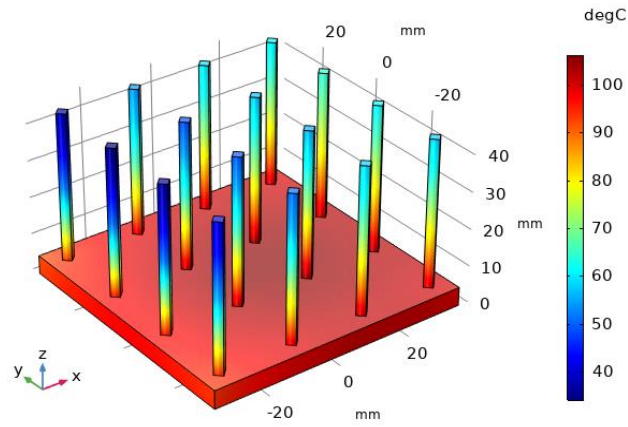


$V = 1 \text{ (m/s)}$

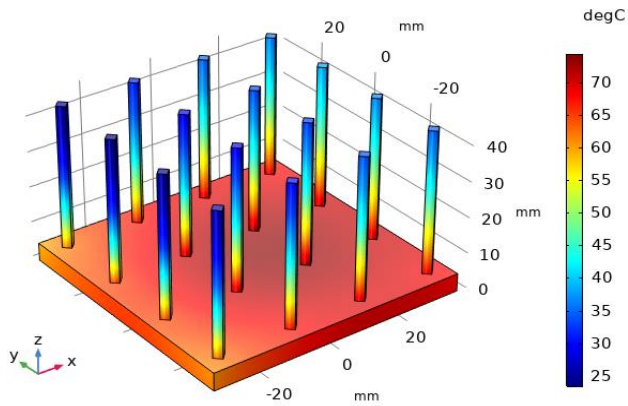


$V = 2 \text{ (m/s)}$

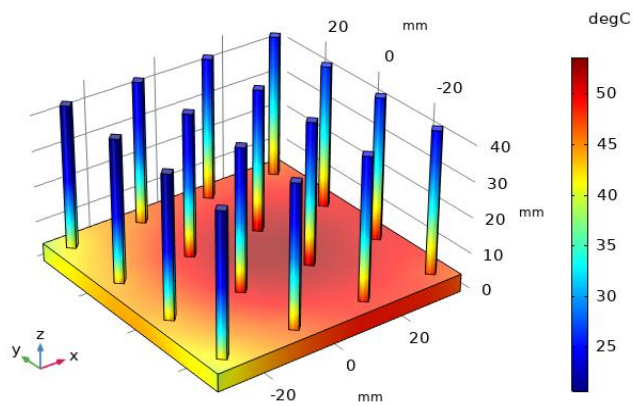
Figure V.9 : Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesse d'écoulement d'air dans une période de 5 min.



$V = 0,5 \text{ (m/s)}$

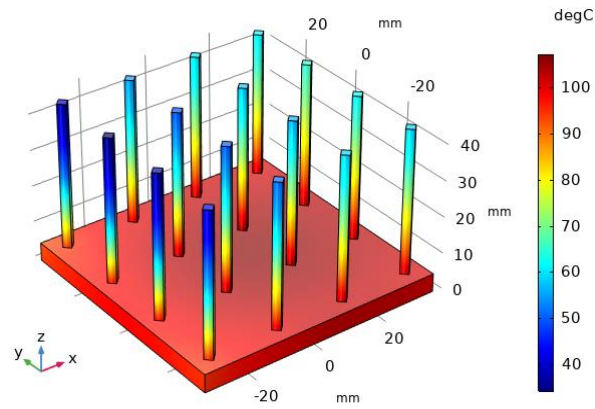


$V = 1 \text{ (m/s)}$

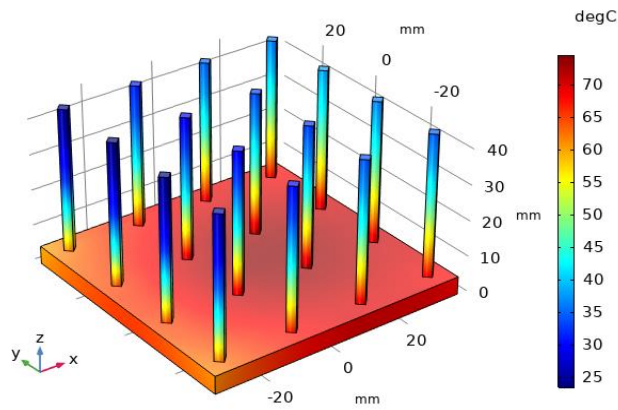


$V = 2 \text{ (m/s)}$

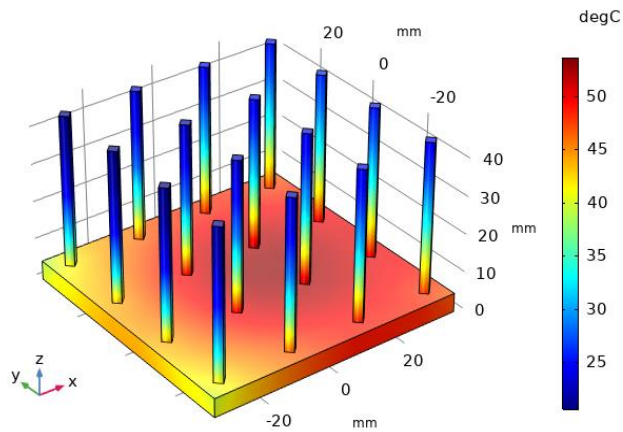
Figure V.10 : *Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesse d'écoulement d'air dans une période de 10 min.*



$V = 0,5 \text{ (m/s)}$

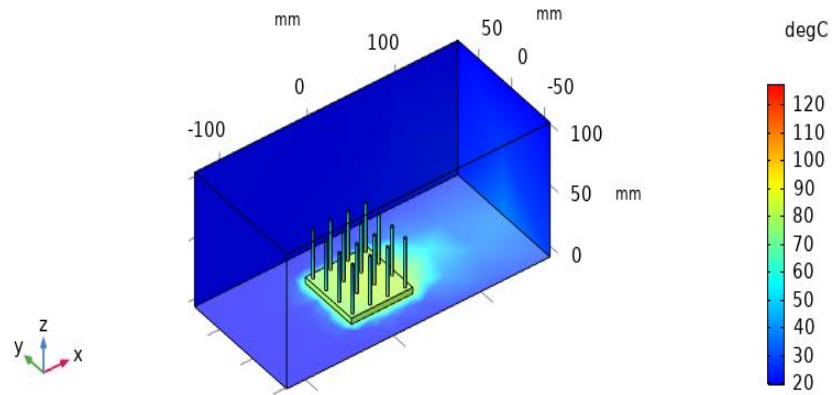


$V = 1 \text{ (m/s)}$

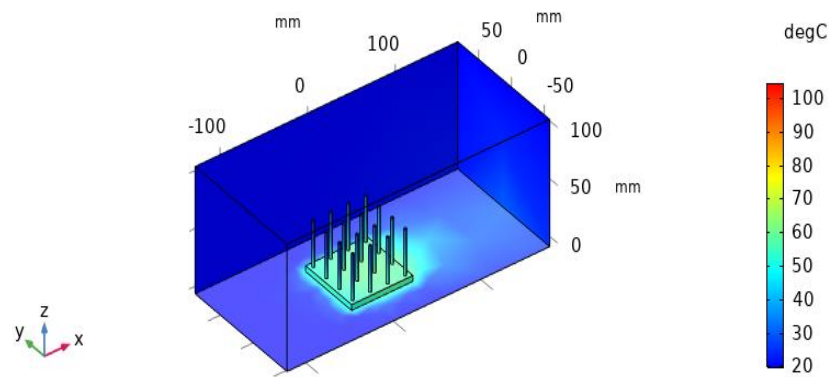


$V = 2 \text{ (m/s)}$

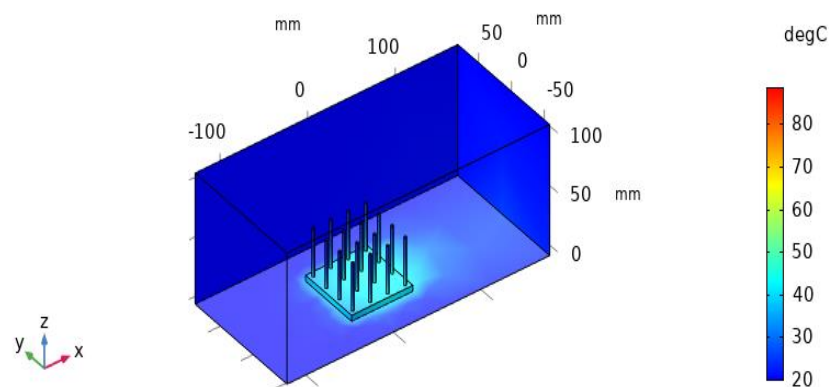
Figure V.11 : *Distribution de la température de dissipateur pour différentes vitesse d'écoulement d'air dans une période de 15 min.*



$V=0,5 \text{ (m/s)}$



$V=1 \text{ (m/s)}$

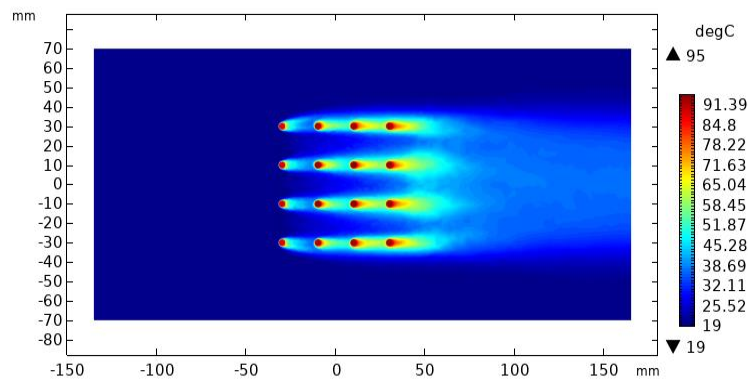


$V=2 \text{ (m/s)}$

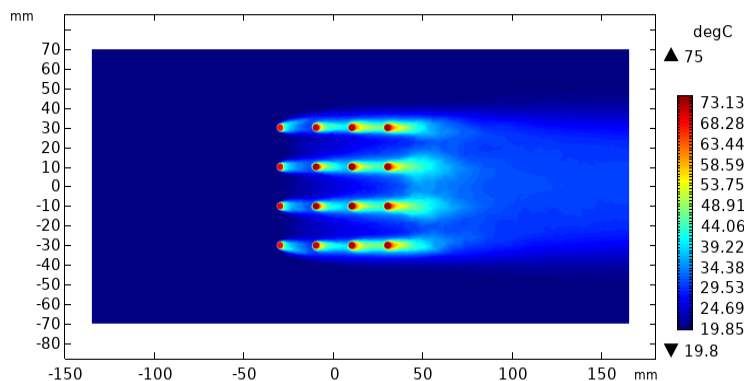
Figure V.12 : *Distribution en 3D de la température du canal pour différentes vitesse d'écoulement d'air dans une période de 15 min.*

La figure V.12 présente une distribution en 3D de la température du canal pour différentes vitesses d'écoulement d'air à une période de 15 minutes. Dans cette figure ont observé que les régions de couleur orange indiquent la température la plus élevée, et les régions de couleur bleue foncé indiquent les basses températures, et le bleu clair indique les températures intermédiaires. Notez qu'à haute vitesse d'écoulement d'air de 2 (m/s) la distribution de la température dans le canal était inférieure à 1 (m/s), et plus inférieure à 0,5 (m/s), La différence qui augmente le débit d'air s'explique par la diminution de la distribution de la température dans le canal.

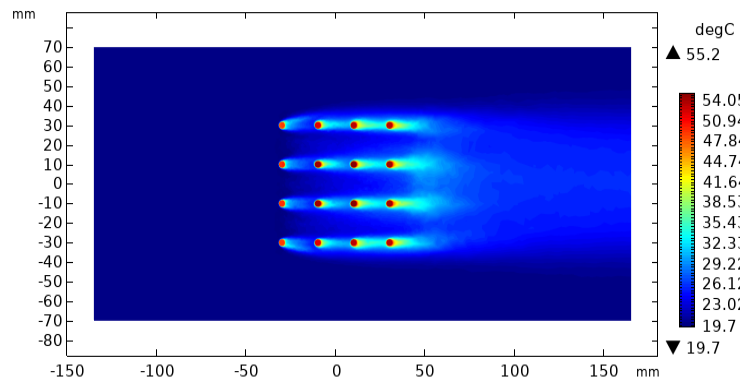
V.2.4. Profil de distribution de la température à travers le canal pour différentes vitesse d'écoulement d'air :



$V=0,5$ (m/s)

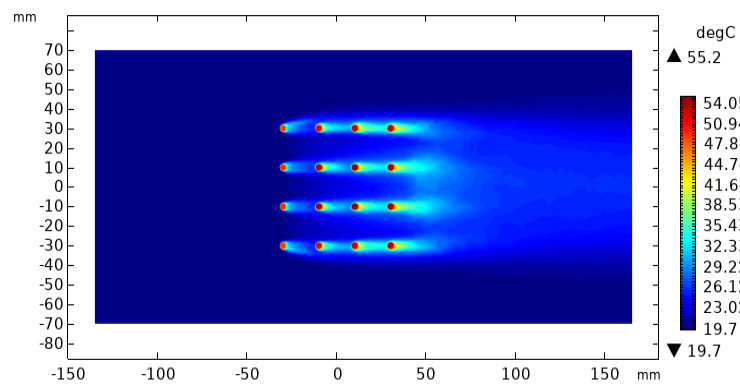


$V=1$ (m/s)

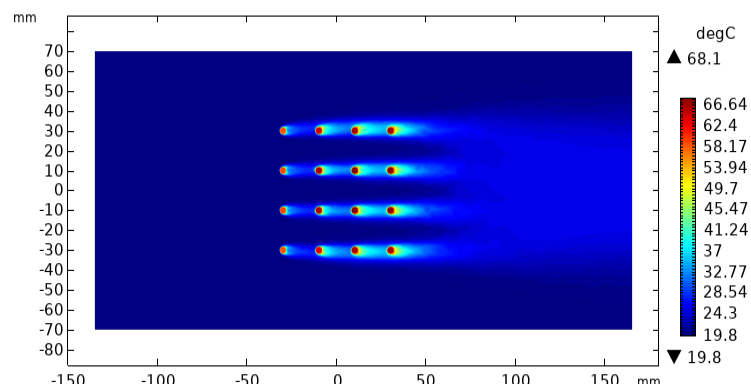


$V=2$ (m/s)

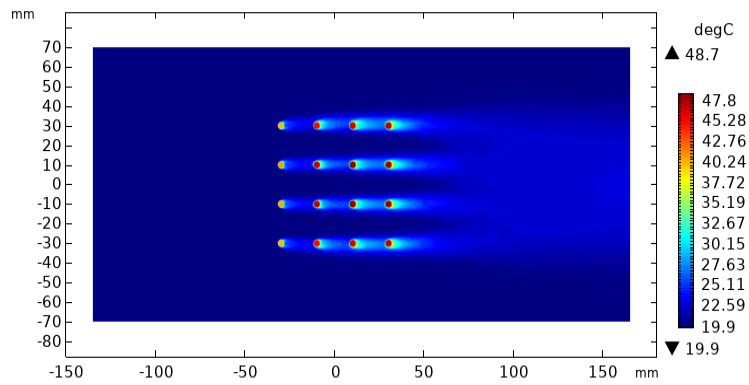
Figure V.13 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesse d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 1).



$V=0,5$ (m/s)

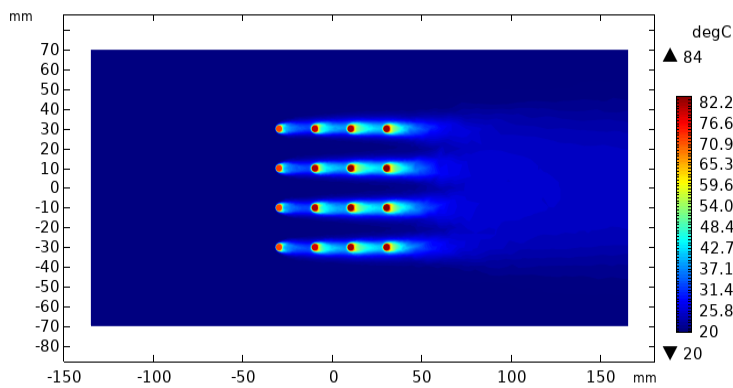


$V=1$ (m/s)

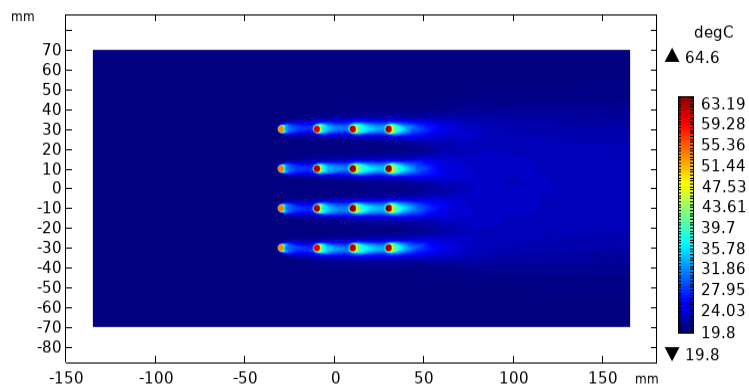


$V=2$ (m/s)

Figure V.14 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesse d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 2).



$V=0,5$ (m/s)



$V=1$ (m/s)

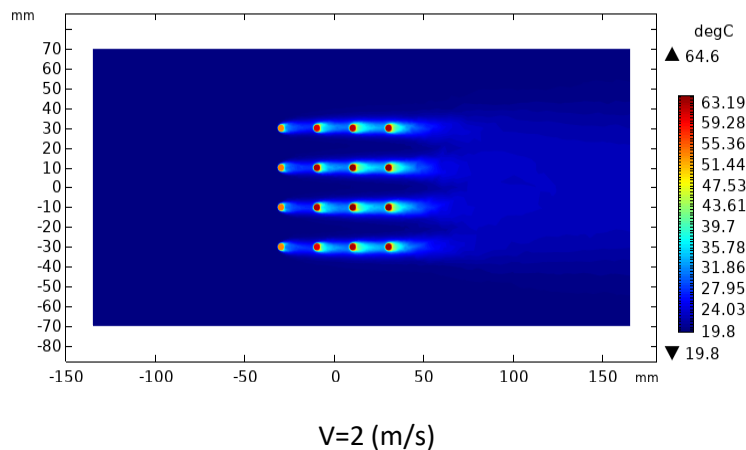


Figure V.15 : Profil de distribution de la température du canal, pour différentes vitesses d'écoulement d'air. Une coupe transversale sur le plan (x, y) (Niveaux de la sonde 3).

Les figures V.13, V.14 et V.15 montrent des sections transversales pour la répartition des températures à travers le canal pour les trois sondes 1,2 et 3 à des vitesses d'écoulement d'air différentes sur le plan (x, y). Les régions de couleur rouge foncé indiquent des températures plus élevées, et les régions de couleur bleu foncé indiquent les basses températures. Le jaune et le vert indiquent des températures intermédiaires. D'après ces figures on constate que les températures de la sonde (3) sont inférieures à celles de la sonde (2) et de la sonde (1), La sonde (3) est plus éloignée de la sonde (2), (1) de la source thermique, ceci explique la baisse de température. Nous remarquons à travers ces images qu'en augmentant la vitesse du flux d'air, la dissipation de chaleur dans la sonde a augmentées, contrairement à la vitesse du flux d'air et la dissipation de chaleur, plus l'air circule vite, plus la chaleur se dissipe.

V.3. Comparaison des résultats de simulation numérique par ceux issus de l'expérimentale :

Les sondes		Sonde 01		Sonde 02		Sonde 03	
Température (°C)		T _{exp}	T _{théo}	T _{exp}	T _{théo}	T _{exp}	T _{théo}
Vitesse d'air	0.5 m/s	96.04	102.0	95.50	72.50	70.20	58.00
	01 m/s	90.82	72.00	89.61	45.80	67.28	36.50
	02 m/s	82.14	53.00	81.45	33.50	60.20	27.00

Tableau V.1 : Comparaison des résultats d'étude expérimental et de simulation.

Le tableau ci-dessus montre la comparaison des résultats numériques et expérimentaux des températures de dissipateur pour une période du temps de 15 minutes, pour différentes vitesses d'écoulement d'air. Nous remarquons une différence dans les valeurs des résultats entre les deux études. La différence et la divergence dans les valeurs des résultats s'expliquent par plusieurs raisons, notamment les caractéristiques des matériaux utilisés, les circonstances de l'étude expérimentale et la mesure dans laquelle les caractères expérimentaux sont fournis dans la simulation.

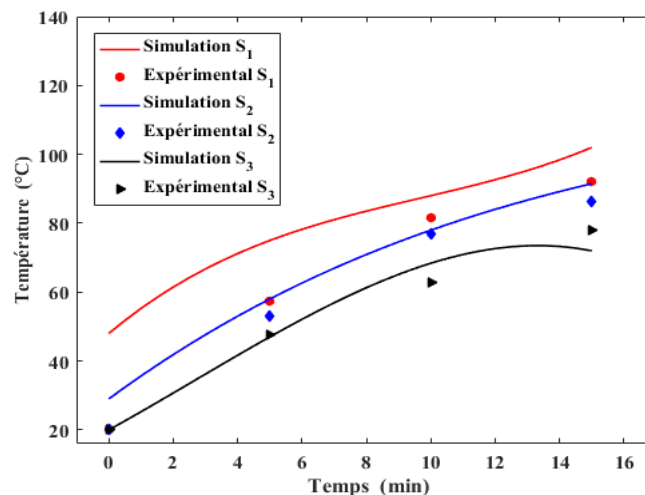


Figure V.16 : Comparaisons entre la température de dissipateur expérimentale et simulée en fonction du temps pour les différentes positions de la sonde.

La figure V.16, montre la comparaison entre la température de dissipateur expérimentale et simulée en fonction du temps, pour les différentes positions de la sonde. On peut noter que les différences de températures sont plus marquées dans les derniers points de mesure pour les trois positions de la sonde, avec une erreur relative maximum de 10 %. Cela peut être dû à l'instabilité de fonctionnement du dispositif, ou bien à cause de la variation de la température ambiante. En plus les mesures ont été réalisées dans un endroit humide cela peut influencer la température de l'écoulement d'air à l'entrée. Pour les autres points, un parfait accord est observé entre les résultats simulés et expérimentaux.

Sur la figure V.16, on remarque pour la période du temps de 10 minutes à la position de la sonde 3, la différence de la température entre la valeur expérimentale et numérique inscrit une erreur inférieure à 10%, cela peut être dû à la faute relevée de la lecture de mesure pendant l'expérience.

L'incertitude des données d'essais expérimentaux et l'approximation de la présente simulation sont considérées un parfait accord, cela montre que le modèle mathématique utilisé pour le calcul de l'influence de certains paramètres sur les performances thermiques de dissipateur thermique à ailette, représente la situation de fonctionnement réelle.

V.4. Conclusion :

Après avoir étudié le comportement thermique de dissipateur de chaleur notamment : la distribution de la température, et la vitesse d'écoulement d'air, nous concluons que : premièrement, le dissipateur que nous avons formé avait un bon rôle dans le dégagement de chaleur, la géométrie des ailettes cylindriques et la hauteur appropriée ont également aidé le transfert de chaleur optimal, ainsi que l'espace et le positionnement parallèle des ailettes, ce qui a rendu un bon flux d'air. D'autre part, les résultats obtenus montrent que la vitesse de l'écoulement d'air a une grande influence sur l'élimination de la plus grande quantité de chaleur.

On peut également conclure que les résultats obtenus à partir des deux études montrent que la vitesse optimale d'évacuation de la chaleur de dissipateur thermique est estimée à 2 m/s.

Nous déduisons également que les résultats obtenus par les deux études expérimentales et numériques sont convergents et parfois compatibles. La comparaison et la validité de ces études (expérimentale et numérique), signifie que le modèle de simulation développé pour cette approche numérique, peut être utilisé comme un outil d'optimisation de performances thermiques et aussi permet de mesurer les conditions de fonctionnement les plus favorables des systèmes de refroidissement électronique.

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire est une contribution à l'étude expérimentale et la simulation du système de refroidissement d'un composant électronique au moyen d'un dissipateur de chaleur cylindrique ronde à ailettes exposé à un écoulement d'air (par convection forcée). Dans cette étude, une série d'expérimentations ont été menées sur un dispositif miniaturisée de dissipateur thermique construite au laboratoire. Le but de ces expérimentations c'est pouvoir estimer la valeur optimale de la vitesse d'écoulement d'air qui assure la meilleure performance thermique de dissipateur.

Dans cette approche numérique, une simulation CFD par Logiciel Software Comsol-Multiphysics a été présentée. Un modèle de dissipateur à ailette cylindrique a été dessiné. Les données de ce modèle numérique développée par ce logiciel basé sur les données expérimentales et sur les caractéristiques de dissipateur qui été construite au laboratoire. Ce modèle aussi permet de déterminer la distribution de la température à travers le dissipateur de chaleur où se trouve la zone la plus chaude du fait de la position du composant électronique (source thermique).

Les résultats expérimentaux et numériques obtenus montrent que le dégagement de chaleur d'un dissipateur thermique à ailette peut être amélioré par l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air. Un parfait accord est observé entre les résultats simulés et expérimentaux avec une erreur inférieure à 10 %. Aussi, le bon choix d'un système de refroidissement par dissipateur thermique à ailette est étroitement lié à la meilleure exploitation de la surface d'échange (nombre et positionnement des ailettes), ainsi que la bonne gestion des contraintes thermiques dans le dissipateur. Celle-ci doit être conçue d'après la puissance thermique dissipée par le composant électronique à refroidie. Ce dernier à son tour imposera la performance thermique optimale de système.

Enfin, dans la perspective de travaux futurs, il est proposé d'étudier un dissipateur thermique à ailettes cylindriques mais avec positionnement d'ailettes superposées, ou une analyse des différentes vitesses d'écoulement de l'air pour améliorer le refroidissement dans la dispersion en tenant compte le bruit du ventilateur, ou une étude d'un dissipateur thermique à ailettes triangulaires, ou une étude d'un dissipateur thermique à mousse métallique.

References bibliographies

- [1] A. V. Deardorff, *Terms of trade: glossary of international economics*: World Scientific, 2014.
- [2] T. Kordyban and A. J. Rafanelli, "Hot air rises and heat sinks: everything you know about cooling electronics is wrong," ed, 1998.
- [3] B. Eyglunent, *Manuel de thermique: théorie et pratique*: Hermes, 1997.
- [4] G. Laplante and M. Bernier, "Convection mixte défavorable et conjuguée dans un tube vertical," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 40, pp. 3527-3536, 1997.
- [5] P. Chauvet, *Aide-mémoire de géostatistique linéaire*: Presses des MINES, 2008.
- [6] M. BEN ALIA and M. KETMI, "Simulation d'une ailette de refroidissement: cas d'un Micro processeur."
- [7] L. MOKHTAR SAIDIA, "Simulation numérique de la convection forcée dans un conduit a rangées de plaques chauffées," Ahmed BETTAHAR, 2009.
- [8] Y. Jannot, "Transferts thermiques," *Ecole des mines Nancy*, p. 161, 2012.
- [9] J. Richard Culham, W. A. Khan, M. Michael Yovanovich, and Y. S. Muzychka, "The influence of material properties and spreading resistance in the thermal design of plate fin heat sinks," 2007.
- [10] "Documentnumérique,"<https://www.ceramtec.com/ceramic-materials/aluminumnitride/>,"consulté en 2015."
- [11] "Document numérique, "<http://www.hoffmann.at/en/hos/Thermal-Management/schunk01.c.44935.en>", consulté en 2015.."
- [12] "Document numérique, "<http://www.rhp-technology.com/en/products/diacool-heat-sinks/>","consulté en 2015."
- [13] S. Lee, "Optimum design and selection of heat sinks," *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology: Part A*, vol. 18, pp. 812-817, 1995.
- [14] "Document numérique,"http://www.mtarr.co.uk/courses/ami4817_dti/restricted/u14/index.asp#5.1", consulté en juin 2017.."
- [15] "Document numérique, "<http://www.coolinnovations.com/>" , consulté en septembre 2017.."

- [16] "Document numérique," http://www.auberins.com/index.php?main_page=product_info&products_id=337", consulté en septembre 2017.."
- [17] D. Soodphakdee, M. Behnia, and D. W. Copeland, "A comparison of fin geometries for heatsinks in laminar forced convection—Part I: round, elliptical, and plate fins in staggered and in-line configurations," *Int. J. Microcircuits Electron. Packag*, vol. 24, pp. 68-76, 2001.
- [18] C. L. Chapman, S. Lee, and B. L. Schmidt, "Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink," in *Proceedings of 1994 IEEE/CHMT 10th Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 1994, pp. 24-31.
- [19] "Document numérique, " <https://www.qats.com/cms/2014/03/27/what-is-the-thermal-performanceof-straight-fin-pin-fin-and-other-heat-sink-geometries/>", consulté en septembre 2017.."
- [20] L. Kamenova, "Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques," 2007.
- [21] V. A. Costa and A. M. Lopes, "Improved radial heat sink for led lamp cooling," *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, pp. 131-138, 2014.
- [22] T.-C. Hung, Y.-X. Huang, and W.-M. Yan, "Thermal performance of porous microchannel heat sink: Effects of enlarging channel outlet," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 86-92, 2013.
- [23] V. L. Vinodhan and K. Rajan, "Computational analysis of new microchannel heat sink configurations," *Energy conversion and Management*, vol. 86, pp. 595-604, 2014.
- [24] J. Zhao, Y. Wang, G. Ding, Y. Sun, and G. Wang, "Design, fabrication and measurement of a microchannel heat sink with a pin-fin array and optimal inlet position for alleviating the hot spot effect," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 24, p. 115013, 2014.
- [25] S.-C. Lin, F.-S. Chuang, and C.-A. Chou, "Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 29, pp. 591-600, 2005.
- [26] H.-Y. Li, M.-H. Chiang, C.-I. Lee, and W.-J. Yang, "Thermal performance of plate-fin vapor chamber heat sinks," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 731-738, 2010.

- [27] W. Al-Sallami, A. Al-Damook, and H. Thompson, "A numerical investigation of thermal airflows over strip fin heat sinks," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 75, pp. 183-191, 2016.
- [28] A. Al-Damook, N. Kapur, J. Summers, and H. Thompson, "Computational design and optimisation of pin fin heat sinks with rectangular perforations," *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 691-703, 2016.
- [29] J. Zhao, S. Huang, L. Gong, and Z. Huang, "Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling," *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 1347-1359, 2016.
- [30] R. W. Knight, D. J. Hall, J. S. Goodling, and R. C. Jaeger, "Heat sink optimization with application to microchannels," *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, vol. 15, pp. 832-842, 1992.
- [31] D. Copeland, "Optimization of parallel plate heatsinks for forced convection," in *Sixteenth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (Cat. No. 00CH37068)*, 2000, pp. 266-272.
- [32] J. R. Culham and Y. S. Muzychka, "Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 24, pp. 159-165, 2001.
- [33] "Y. Fan, P. Seng, L. Jin, W. Chua, D. Zhang, International Journal of Heat and Mass Transfer A parametric investigation of heat transfer and friction characteristics in cylindrical oblique fin minichannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf.* 68 (2014) 567–584.."
- [34] C.-J. Ho, Y. Chen, F.-J. Tu, and C.-M. Lai, "Thermal performance of water-based suspensions of phase change nanocapsules in a natural circulation loop with a mini-channel heat sink and heat source," *Applied thermal engineering*, vol. 64, pp. 376-384, 2014.
- [35] C.-J. Ho, Y. Chung, and C.-M. Lai, "Thermal performance of Al₂O₃/water nanofluid in a natural circulation loop with a mini-channel heat sink and heat source," *Energy conversion and management*, vol. 87, pp. 848-858, 2014.
- [36] S. Halelfadl, A. M. Adham, N. Mohd-Ghazali, T. Maré, P. Estellé, and R. Ahmad, "Optimization of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid," *Applied thermal engineering*, vol. 62, pp. 492-499, 2014.

- [37] S. Peyghambarzadeh, S. Hashemabadi, A. Chabi, and M. Salimi, "Performance of water based CuO and Al₂O₃ nanofluids in a Cu–Be alloy heat sink with rectangular microchannels," *Energy conversion and management*, vol. 86, pp. 28-38, 2014.
- [38] N. A. C. Sidik, M. N. A. W. Muhamad, W. M. A. A. Japar, and Z. A. Rasid, "An overview of passive techniques for heat transfer augmentation in microchannel heat sink," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 88, pp. 74-83, 2017.
- [39] C. J. Lasance and R. E. Simons, "Advances in high-performance cooling for electronics," *Electronics Cooling*, vol. 11, pp. 22-39, 2005.
- [40] M. Ivanova, "Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs," 2005.
- [41] L. Meysenc, "Etude des micro-échangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance," 1998.
- [42] S. V. Garimella and C. B. Sobhan, "Transport in microchannels-a critical review," *Annual review of heat transfer*, vol. 13, 2003.
- [43] G. E. Moore, "Cramming more components onto integrated circuits," ed: McGraw-Hill New York, NY, USA:, 1965.
- [44] S. G. Kandlikar and A. V. Bapat, "Evaluation of jet impingement, spray and microchannel chip cooling options for high heat flux removal," *Heat Transfer Engineering*, vol. 28, pp. 911-923, 2007.
- [45] S. A. Solovitz, L. D. Stevanovic, and R. A. Beaupre, "Microchannels Take Heatsinks to the Next Level-The convective performance of microchannel cooling systems for high-power electronics can be improved to the point where the total thermal resistivity," *Power Electronics Technology*, vol. 32, pp. 14-21, 2006.
- [46] B. Wang and X. Peng, "Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 73-82, 1994.
- [47] T. Shedd and A. Pautsch, "Spray impingement cooling with single-and multiple-nozzle arrays. Part II: Visualization and empirical models," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3176-3184, 2005.

- [48] L. Ortiz and J. E. Gonzalez, "Experiments on steady-state high heat fluxes using spray cooling," *Experimental Heat Transfer*, vol. 12, pp. 215-233, 1999.
- [49] V. Y. Prokhorenko, V. V. Roshchupkin, M. A. Pokrasin, S. Prokhorenko, and V. Kotov, "Liquid gallium: potential uses as a heat-transfer agent," *High Temperature*, vol. 38, pp. 954-968, 2000.
- [50] A. Miner and U. Ghoshal, "Cooling of high-power-density microdevices using liquid metal coolants," *Applied physics letters*, vol. 85, pp. 506-508, 2004.
- [51] I. Mudawar, "Assessment of high-heat-flux thermal management schemes," *IEEE transactions on components and packaging technologies*, vol. 24, pp. 122-141, 2001.

Résumé :

Cette étude est intéressée à la simulation numérique du comportement thermique d'un dissipateur de chaleur à ailette appliquée pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. Un modèle numérique a été utilisé par le logiciel Comsol Multiphysics software pour simuler la distribution de la température pour différentes vitesses d'écoulement d'air.

Dans cette étude, une série d'expérimentations ont été menées sur un dispositif de dissipateur thermique construite au laboratoire. Le but de ces expérimentations c'est pouvoir estimer la valeur optimale de la vitesse d'écoulement d'air qui assure la meilleure performance thermique de dissipateur.

Les résultats expérimentaux et numériques obtenus montrent que le dégagement de chaleur par un dissipateur thermique à ailette, peut être amélioré par l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air. Un parfait accord est observé entre les résultats simulés et expérimentaux avec une erreur inférieure à 10 %.

Mots clés : Simulation numérique, COMSOL Multiphysics, convection forcée, refroidissement des composants électroniques, dissipateur de chaleur.

Abstract:

This study is interested in the numerical simulation of the thermal behavior finned heat sink applied for cooling a power electronic card. A numerical model was used by Comsol Multiphysics software to simulate the temperature distribution for different airflow velocities.

In this study, a series of experiments were carried out on a heat sink device constructed in the laboratory. The objective of these experiments, it's to be able to estimate the optimum value of the airflow velocity, which ensures the best heat sink performance.

The experimental and numerical obtained results show that the heat release by a finned heat sink can be improved by increasing the airflow velocity. Perfect agreement is observed between the simulated and experimental results with an error of less than 10%.

Keywords: Numerical simulation, COMSOL Multiphysics, forced convection, cooling of electronic components, heat sink.

ملخص:

تهتم هذه الدراسة بالمحاكاة العددية للسلوك الحراري للمشتت الحراري بالزعنفة المطبق لتبريد بطاقة إلكترونية للطاقة. تم استخدام النموذج العددي بواسطة برنامج كومسول لمحاكاة توزيع درجة الحرارة بمختلف سرعات تدفق الهواء.

في هذه الدراسة، تم إجراء سلسلة من التجارب على جهاز المشتت الحراري المصنوع في المختبر. الهدف من هذه التجارب هو القدرة على تقدير القيمة المثلى لسرعة تدفق الهواء التي تضمن أفضل أداء للسلوك حراري للمشتت.

أظهرت النتائج التجريبية والرقمية التي تم الحصول عليها أن انخفاض الحرارة بواسطة المشتت الحراري ذو الزعانف يمكن تحسينه عن طريق زيادة سرعة تدفق الهواء. ولوحظ توافق تام بين نتائج المحاكاة والنتائج التجريبية مع وجود خطأ أقل من 10%.

الكلمات المفتاحية: المحاكاة العددية، كومسول، الحمل القيسي، تبريد المكونات الإلكترونية، المشتت الحراري.